This is a digital copy of a book that was preserved for generations on library shelves before it was carefully scanned by Google as part of a project to make the world's books discoverable online.

It has survived long enough for the copyright to expire and the book to enter the public domain. A public domain book is one that was never subject to copyright or whose legal copyright term has expired. Whether a book is in the public domain may vary country to country. Public domain books are our gateways to the past, representing a wealth of history, culture and knowledge that's often difficult to discover.

Marks, notations and other marginalia present in the original volume will appear in this file - a reminder of this book's long journey from the publisher to a library and finally to you.

Usage guidelines

Google is proud to partner with libraries to digitize public domain materials and make them widely accessible. Public domain books belong to the public and we are merely their custodians. Nevertheless, this work is expensive, so in order to keep providing this resource, we have taken steps to prevent abuse by commercial parties, including placing technical restrictions on automated querying.

We also ask that you:

+ *Make non-commercial use of the files* We designed Google Book Search for use by individuals, and we request that you use these files for personal, non-commercial purposes.

+ *Refrain from automated querying* Do not send automated queries of any sort to Google's system: If you are conducting research on machine translation, optical character recognition or other areas where access to a large amount of text is helpful, please contact us. We encourage the use of public domain materials for these purposes and may be able to help.

+ *Maintain attribution* The Google "watermark" you see on each file is essential for informing people about this project and helping them find additional materials through Google Book Search. Please do not remove it.

+ *Keep it legal* Whatever your use, remember that you are responsible for ensuring that what you are doing is legal. Do not assume that just because we believe a book is in the public domain for users in the United States, that the work is also in the public domain for users in other countries. Whether a book is still in copyright varies from country to country, and we can't offer guidance on whether any specific use of any specific book is allowed. Please do not assume that a book's appearance in Google Book Search means it can be used in any manner anywhere in the world. Copyright infringement liability can be quite severe.

About Google Book Search

Google's mission is to organize the world's information and to make it universally accessible and useful. Google Book Search helps readers discover the world's books while helping authors and publishers reach new audiences. You can search through the full text of this book on the web at `http://books.google.com/`

Über dieses Buch

Dies ist ein digitales Exemplar eines Buches, das seit Generationen in den Regalen der Bibliotheken aufbewahrt wurde, bevor es von Google im Rahmen eines Projekts, mit dem die Bücher dieser Welt online verfügbar gemacht werden sollen, sorgfältig gescannt wurde.

Das Buch hat das Urheberrecht überdauert und kann nun öffentlich zugänglich gemacht werden. Ein öffentlich zugängliches Buch ist ein Buch, das niemals Urheberrechten unterlag oder bei dem die Schutzfrist des Urheberrechts abgelaufen ist. Ob ein Buch öffentlich zugänglich ist, kann von Land zu Land unterschiedlich sein. Öffentlich zugängliche Bücher sind unser Tor zur Vergangenheit und stellen ein geschichtliches, kulturelles und wissenschaftliches Vermögen dar, das häufig nur schwierig zu entdecken ist.

Gebrauchsspuren, Anmerkungen und andere Randbemerkungen, die im Originalband enthalten sind, finden sich auch in dieser Datei – eine Erinnerung an die lange Reise, die das Buch vom Verleger zu einer Bibliothek und weiter zu Ihnen hinter sich gebracht hat.

Nutzungsrichtlinien

Google ist stolz, mit Bibliotheken in partnerschaftlicher Zusammenarbeit öffentlich zugängliches Material zu digitalisieren und einer breiten Masse zugänglich zu machen. Öffentlich zugängliche Bücher gehören der Öffentlichkeit, und wir sind nur ihre Hüter. Nichtsdestotrotz ist diese Arbeit kostspielig. Um diese Ressource weiterhin zur Verfügung stellen zu können, haben wir Schritte unternommen, um den Missbrauch durch kommerzielle Parteien zu verhindern. Dazu gehören technische Einschränkungen für automatisierte Abfragen.

Wir bitten Sie um Einhaltung folgender Richtlinien:

+ *Nutzung der Dateien zu nichtkommerziellen Zwecken* Wir haben Google Buchsuche für Endanwender konzipiert und möchten, dass Sie diese Dateien nur für persönliche, nichtkommerzielle Zwecke verwenden.

+ *Keine automatisierten Abfragen* Senden Sie keine automatisierten Abfragen irgendwelcher Art an das Google-System. Wenn Sie Recherchen über maschinelle Übersetzung, optische Zeichenerkennung oder andere Bereiche durchführen, in denen der Zugang zu Text in großen Mengen nützlich ist, wenden Sie sich bitte an uns. Wir fördern die Nutzung des öffentlich zugänglichen Materials für diese Zwecke und können Ihnen unter Umständen helfen.

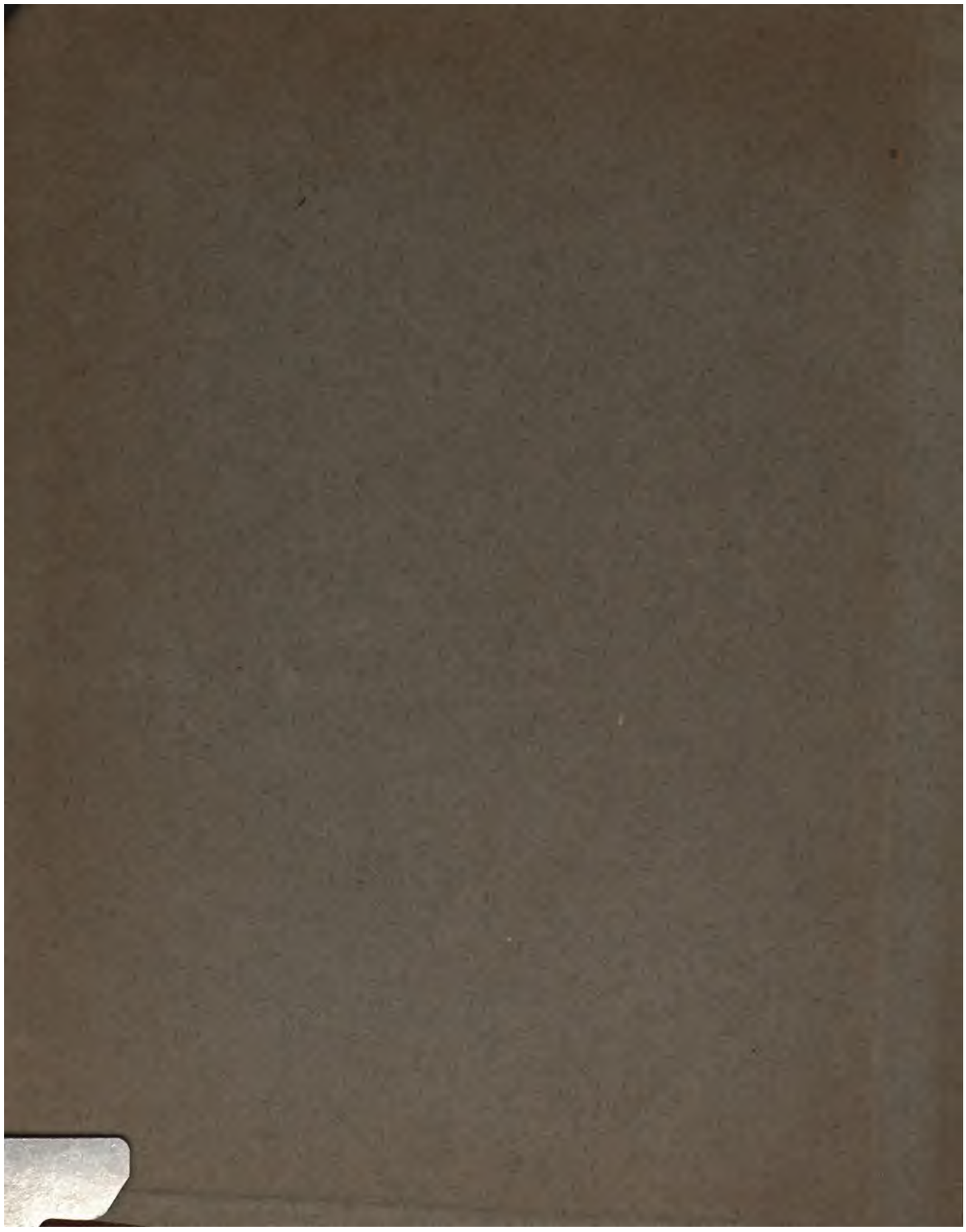
+ *Beibehaltung von Google-Markenelementen* Das "Wasserzeichen" von Google, das Sie in jeder Datei finden, ist wichtig zur Information über dieses Projekt und hilft den Anwendern weiteres Material über Google Buchsuche zu finden. Bitte entfernen Sie das Wasserzeichen nicht.

+ *Bewegen Sie sich innerhalb der Legalität* Unabhängig von Ihrem Verwendungszweck müssen Sie sich Ihrer Verantwortung bewusst sein, sicherzustellen, dass Ihre Nutzung legal ist. Gehen Sie nicht davon aus, dass ein Buch, das nach unserem Dafürhalten für Nutzer in den USA öffentlich zugänglich ist, auch für Nutzer in anderen Ländern öffentlich zugänglich ist. Ob ein Buch noch dem Urheberrecht unterliegt, ist von Land zu Land verschieden. Wir können keine Beratung leisten, ob eine bestimmte Nutzung eines bestimmten Buches gesetzlich zulässig ist. Gehen Sie nicht davon aus, dass das Erscheinen eines Buchs in Google Buchsuche bedeutet, dass es in jeder Form und überall auf der Welt verwendet werden kann. Eine Urheberrechtsverletzung kann schwerwiegende Folgen haben.

Über Google Buchsuche

Das Ziel von Google besteht darin, die weltweiten Informationen zu organisieren und allgemein nutzbar und zugänglich zu machen. Google Buchsuche hilft Lesern dabei, die Bücher dieser Welt zu entdecken, und unterstützt Autoren und Verleger dabei, neue Zielgruppen zu erreichen. Den gesamten Buchtext können Sie im Internet unter `http://books.google.com` durchsuchen.

NYPL RESEARCH LIBRARIES
3 3433 06275526 3



★ Anon.

Civilingenieur

VDA

Der

Civilingenieur.

Zeitschrift für das Ingenieurwesen.

Unter besonderer Mitwirkung von

Julius Weisbach,
Professor an der K. S. Bergakademie zu Freiberg,

und

C. R. Bornemann,
Kunstmeister zu Freiberg,

herausgegeben

von

Dr. Gustav Zeuner.

Neue Folge. Erster Band.

Mit in den Text eingedruckten Holzschnitten und 30 Tafeln Abbildungen.

Freiberg,
Verlag von J. G. Engelhardt.

1854.

THE NEW YORK
PUBLIC LIBRARY
773185
ASTOR, LENOX AND
TILDEN FOUNDATIONS

Inhaltsverzeichniß des ersten Bandes.

I. Sachregister.

(Die Zahlen zeigen die Seitenzahlen an; m. A. bedeutet mit Abbildung auf den lithographirten Tafeln; m. H. bedeutet, daß dem Aufsatze Holzschnitte beigefügt sind.)

Allgemeines System der Schraubengewinde und der für Schrauben und Schraubenmuttern anzunehmenden Dimensionen (m. A.) 25
Antifrictionscurve, Bemerkungen über die sogenannte, und deren Anwendbarkeit beim Maschinenbau (m. A.) 233
Anwendung und Herstellung der Schiebercurven bei Construction von Steuerungs- und Expansionsvorrichtungen (m. A.) . . 35
Apparat zur Gruben-Ventilation (m. A.) 83
Aquäduct bei Roquefavour (m. A.) 236
Arbeitercontrole im Arsenale zu Woolwich (m. A.) 161
Aufnahme, Räumliche, und Cubirung von Bergen und Halden (m. A.) . . . . . 33 u. 123
Ausfluß des Leuchtgases und Bewegung desselben in den Leitungsröhren 61
Ausrüsten, Verwendung von Sandsäcken zum, gewölbter Bögen (m. A.) 51

Balancier, Dimensionsverhältnisse der, (m. A.) 197
Bau der Flußdampfschiffe (m. A.) . . . . . 145 u. 222
Becher, der hydrometrische (m. H.) 209
Beiträge zur Ermittelung der Reibung der Eisenbahnfuhrwerke 204
Beschreibung zweier neuen Theodoliten, zum Gebrauche im Ingenieur-, Berg- und Forstwesen (m. A.) 13
— — einer neuen selbstwirkenden Fallbremse (m. A.) 155
— — eines Tachometers für den Gebrauch bei Locomotiven (m. A.) 182
— — der Weißeritz-Ueberbrückung in Dresden (m. A.) . . . 230
Bewegung, Ausfluß des Leuchtgases und, desselben in den Leitungsröhren 61
— —, Versuche über die, des Wassers in Röhrenleitungen bei kleinen Druckhöhen (m. H.) 84
Biegung, Lamarle's Versuche über, des Holzes (m. A.) . . . 218
Bildung, Ueber, der Techniker und deren Prüfung für den öffentlichen Dienst 99
Bogenbrücken, Praktische Beiträge zur Construction steinerner, eiserner und Hängebrücken (m. A.) 67
Brücke, Schmiedeeiserne, über die Flöha bei Olbernhau (m. A.) 141
— — über die Weißeritz in Dresden (m. A.) 230

Calorische Maschine (m. A.) 91
Construction, Praktische Beiträge zur, steinerner, eiserner und Hängebrücken (m. A.) 67
— — von Schiebersteuerungen für Hochdruckdampfmaschinen (m. A.) 113
Coulisse, Theorie der variabeln Expansion mittelst Stephenson's (m. A.) 164
Cubirung, Räumliche Aufnahme und, von Bergen und Halden (m. A.) . . . . . 33 u. 123

Dampfmaschinen, Verbesserungen an (m. A.) 53
— —, Herstellung von Schiebercurven für Hochdruck- (m. A.) 113
Dampfschiffe, Bau der Fluß- (m. A.) . . . . 145 u. 222
Deniel's Tachometer (m. A.) 182
Dimensionsverhältnisse der Schrauben und Schraubenmuttern (m. A.) 25
— — der Krummzapfen für Dampfmaschinen (m. A.) . . . 55
— — der Kurbelstangen (m. A.) 135
— — der Balanciers für Dampfmaschinen (m. A.) 197

Entzündung von Sprengschüssen durch den elektrischen Funken (m. A.) 42
Erschütterungen, Ueber die durch das Oeffnen der Pumpenventile bewirkten 30

Fallbremse, Beschreibung einer neuen selbstwirkenden (m. A.) 155
Festigkeit, Graphische Tabelle über die relative (m. A.) . . 18
Festigkeitsversuche mit dreieckigen Stäben (m. A.) . . . 186
Flußdampfschiffe, Bau der (m. A.) . . . . . 145 u. 222
Fourneyron'sche Turbine, nach der verbesserten Construction von Boyden (m. A.) 29

Geschwindigkeit, Ueber die vortheilhafteste, und Maximalleistung der Reactionsturbinen mit und ohne Leitschaufeln (m. H.) 157
Graphische Tabelle über die relative Festigkeit (m. A.) . . 18
Grubenventilation, Apparat zur (m. A.) 83

Herstellung von Schiebercurven und deren Anwendung bei Construction von Steuerungs- und Expansionsvorrichtungen (m.A.) 35
Hydrometrischer Becher (m. H.) 209

Isolator, Neuer, für Telegraphendrähte (m. A.) 162

Kettenbrücken von durchaus gleicher Sicherheit (m. H.) . . 110
Krummzapfen, Dimensionsverhältnisse der, für Dampfm. (m.A.) 55
Kurbelstangen, Dimensionsverhältnisse der (m. A.) 135

Lamarle's Versuche über die Biegung des Holzes (m. A.) . . 218
Lemielle's Ventilator (m. A.) 83
Leuchtgas, Ausfluß und Bewegung desselben in den Leitungsröhren 61
Lochen, John Jones' Versuche über den Kraftbedarf zum, von Kesselblechen 216
Lufterpansions-Maschine (m. A.) 91

Markscheiden, Ueber das, mit dem Theodoliten über Tage und in der Grube (m. A.) 127
Maximalleistung u. vortheilhafteste Geschwindigkeit d. Reactionsturbinen mit und ohne Leitschaufeln (m. H.) 157

Pfahlgründung, Neue Art der, und Verankerung (m. A.) . 124
Pumpenventile, Ueber die durch das Oeffnen der, bewirkten Erschütterungen 80

Querprofile, Normen für die, der franz. Eisenbahnen (m. A.) 196

Räumliche Aufnahme und Cubirung von Bergen und Halden (m. A.) . . . . . 33 u. 123
Reibung, Beiträge zur Ermittelung der, der Eisenbahnfuhrwerke 204

Schiebercurven, Herstellung von, und deren Anwendung bei Construction von Steuerungs- und Expansionsvorrichtungen (m.A.) 35
Schiebersteuerungen, Construction von, für Hochdruckdampfmaschinen (m. A.) 113
Schmiedeeiserne Brücke über die Flöha bei Olbernhau (m. A.) 141
Schraubengewinde, System der, und der für Schrauben und Schraubenmuttern anzunehmenden Dimensionen (m. A.) . . 25
Sprengen, Betrachtungen über die Theorie des (m. A.) . . . 238
Sprengschüsse, Entzündung der, durch den elektr. Funken (m. A.) 42
Steuerungsvorrichtung einer zweicylindrigen Expansionsdampfmaschine (m. A.) 212
Stoß, Versuche über den, des isolirten Wasserstrahles gegen ruhende und bewegte Flächen (m. A. u. H.) 1

Tachometer, Beschreibung eines, für den Gebrauch bei Locomotiven (m. A.) 182
Telegraphendrähte, Neuer Isolator für (m. A.) 162
Theodoliten, Beschreibung zweier neuen, zum Gebrauche im Ingenieur-, Berg- und Forstwesen (m. A.) 13
— —, Ueber das Markscheiden mit dem, über Tage und in der Grube (m. A.) 127
Theorie des Sprengens (m. A.) 238
— — der variabeln Expansion mittelst Stephenson's Coulisse (m. A.) 164
Turbine, Fourneyron'sche, nach der verbesserten Construction von Boyden (m. A.) 29
Turbinen, Ueber die vortheilhafteste Geschwindigkeit und Maximalleistung der Reactions-, mit und ohne Leitschaufeln (m. H.) 157

Ventilator, Lemielle's (m. A.) 83
Verankerung, Neue Art der Pfahlgründung und (m. A.) . . 124
Verbesserungen an Dampfmaschinen (m. A.) 53
Versuche über den Stoß des isolirten Wasserstrahles gegen ruhende und bewegte Flächen (m. A. u. H.) 1
— — über die Bewegung des Wassers in Röhrenleitungen bei kleinen Druckhöhen (m. H.) 84
— —, Festigkeits-, mit dreieckigen Stäben (m. A.) 186
— —, Notiz über John Jones', über den Kraftbedarf beim Lochen von Kesselblechen 216
— —, Lamarle's, über Biegung des Holzes (m. A.) . . . 218
Verwendung von Sandsäcken z. Ausrüsten gewölbter Bögen (m. A.) 51

Wasserstrahles, Versuche über den Stoß des isolirten, gegen ruhende und bewegte Flächen (m. A. u. H.) 1
Wasser, Versuche über die Bewegung des, in Röhrenleitungen bei kleinen Druckhöhen (m. H.) 84
Wasserhebungsrad 32

II. Namenregister.

Armengaud (aîné), Allgemeines System der Schraubengewinde und der für Schrauben und Schraubenmuttern anzunehmenden Dimensionen (m. A.) 25
— —, Dimensionsverhältnisse der Krummzapfen für Dampfmaschinen (m. A.) 55
— —, Dimensionsverhältnisse der Kurbelstangen (m. A.) . . 135
— —, Dimensionsverhältnisse der Balanciers für Dampfmaschinen (m. A.) 197

Armstrong, Ueber die durch das Oeffnen der Pumpenventile bewirkten Erschütterungen 80

Bornemann, Kunstmeister **C. M.**, Graphische Tabelle über die relative Festigkeit (m. A.) 18
— —, Festigkeitsversuche mit dreieckigen Stäben (m. A.) . . 186
— —, Notiz über John Jones' Versuche über den Kraftbedarf zum Lochen von Kesselblechen 216
— —, Lamarle's Versuche über die Biegung des Holzes (m. A.) 218

Brückmann, Prof. **C. M.**, Bemerkungen über die sogenannte Antifrictionscurve und deren Anwendbarkeit bei dem Maschinenbau (m. A.) 263

Gätzschmann, Prof. **M. F.**, Ueber Entzündung von Sprengschüssen durch den elektrischen Funken (m. A.) 42

Gurlt, Königl. Preuß. Berg-Erspectant **A.**, Betrachtungen über die Theorie des Sprengens (m. A.) 238

Hartmann, Wasserbau-Assistent **J. G.**, Beschreib. d. Weißeritz-Ueberbrückung in Dresden (m. A.) 230

Hughes, Ueber den Ausfluß des Leuchtgases und Bewegung desselben in den Leitungsröhren 61

Kästner, Bergingenieur **F.**, Ueber das Markscheiden mit dem Theodoliten über Tage und in der Grube (m. A.) . . . 127

Penn, Verbesserungen an Dampfmaschinen (m. A.) 53

Phillips, Theorie der variabeln Expansion mittelst Stephenson's Coulisse (m. A.) 164

Schmidt, Lehrer **C. H.**, Ueber die Herstellung von Schiebercurven und deren Anwendung bei Construction von Steuerungs- und Expansionsvorrichtungen (m. A.) 35

— —, Ueber die Construction von Schiebersteuerungen für Hochdruckdampfmaschinen (m. A.) 113

— —, Steuerungsvorichtung einer zweicylindrigen Expansionsdampfmaschine (m. A.) 212

Schmidt, Ingenieur **M. W.**, Ueber den Bau der Flußdampfschiffe: . . . . . 145 u. 222

Geschichtliches über Dampfschiffahrt im Allgemeinen . . . 145

Ueber die einzelnen Theile eines Schiffes (m. A.) 147

Ueber Zeichnung und Construction von Schiffsgefäßen (m. A.) 222

Berechnung des Schiffsdeplacements, sowie dessen Schwerpunktes 224

Von den besonderen Formen der Flußdampfschiffe, von den Verhältnissen ihrer Hauptdimensionen und ihrem Baumateriale 226

Schlömilch, Prof. Dr. **O.**, Ueber Kettenbrücken von durchaus gleicher Sicherheit (m. H.) 110

Weber, Eisenbahndirector Freiherr **v.**, Ueber Bildung der Techniker und deren Prüfung für den öffentlichen Dienst 99

— —, Die schmiedeeiserne Brücke über die Flöha bei Olbernhau (m. A.) 141

— —, Beiträge zur Ermittelung der Reibung der Eisenbahnfuhrwerke 204

Weisbach, Prof. **J.**, Beschreibung zweier neuen Theodoliten zum Gebrauche im Ingenieur-, Berg- u. Forstwesen (m. A.) . 13

— —, Die räumliche Aufnahme und Cubirung von Bergen und Halden (m. A.) 33

— —, Ergänzung zur Abhandlung „Ueber die räuml. Aufnahme und Cubirung von Bergen und Halden" (m. A.) 123

— —, Der hydrometrische Becher (m. H.) 209

Werther, Ingenieur **G.**, Verwendung von Sandsäcken zum Ausrüsten gewölbter Bögen (m. A.) 51

— —, Die Bogenbrücken. Praktische Beiträge zur Construction steinerner, eiserner und Hängebrücken (m. A.) 67

— —, Apparat z. Grubenventilation (erfunden v. Lemielle) (m. A.) 83

— —, Neue Art der Pfahlgründung u. Verankerung (m. A.) . 124

— —, Beschreibung einer neuen selbstwirkenden Fallbremse (m. A.) 155

— —, Arbeitercontrole im Arsenale zu Woolwich (m. A.) . . 161

— —, Neuer Isolator für Telegraphendrähte (m. A.) . . . 162

— —, Beschreibung eines Tachometers für den Gebrauch bei Locomotiven, erfunden von Deniel (m. A.) 182

— —, Normen für die Querprofile der franz. Eisenbahnen (m. A.) 196

— —, Aquäduct bei Roquefavour (m. A.) 236

Zeuner, Dr. **G.**, Die Weisbach'schen Versuche über den Stoß des isolirten Wasserstrahles gegen ruhende und bewegte Flächen (m. A. u. H.) 1

— —, Neue Versuche über die Bewegung des Wassers in Röhrenleitungen bei kleinen Druckhöhen (m. H.) 84

— —, Ueber die vortheilhafteste Geschwindigkeit und Maximalleistung d. Reactionsturbinen mit u. ohne Leitschaufeln (m. H.) 157

III. Legende zu den Tafeln.

Taf. 1, Fig. 1—8 Zeuner, Versuche über den Wasserstoß . . 1
Fig. 9—12 Weisbach, Ueber zwei neue Theodoliten . 13

Taf. 2, Bornemann, Ueber graphische Darstellung der relativen Festigkeit 18

Taf. 3, Francis, Verbesserte Fourneyron'sche Turbine . . . 29

Taf. 4, Fig. 1 Francis, Verb. Fourneyron'sche Turbine . . . 29
Fig. 2—7 Armengaud aîné, Dimensionen der Schrauben u. s. w. 25

Taf. 5, Weisbach, Cubische Aufnahme der Elisabether Halde bei Freiberg 33

Taf. 6, C. H. Schmidt, Ueber Herstellung von Schiebercurven u. s. w. 35

Taf. 7, Fig. 1—7 Penn, Verbesserungen an Dampfmaschinen . 53
Fig. 8—15 Gätzschmann, Sprengen mittelst des elektrischen Funkens 42
Fig. 16—17 Werther, Ausrüsten mittelst Sandsäcken 51

Taf. 8, Armengaud aîné, Dimensionen der Krummzapfen . 55

Taf. 9, Werther, Ueber Bogenbrücken 67

Taf. 10, Fig. 1—8 Werther, Ueber Bogenbrücken 67
Fig. 9—10 —, Lemielle's Ventilator 83

Taf. 11, Die calorische Maschine 91

Taf. 12, Fig. 1 Weisbach, Ueber Darstellung von Bergen und Halden 123
Fig. 2—7 C. H. Schmidt, Ueber Construction von Schiebersteuerungen 113

Taf. 13, Werther, Ueber Pfahlgründung und Verankerung . . 124

Taf. 14, Fig. 1—10 Kästner, Ueber Markscheiden mit dem Theodoliten 127
Fig. 11—12 Werther, Controlbureau in Woolwich . 161

Taf. 15, Armengaud aîné, Dimensionen der Kurbelstangen 135

Taf. 16 u. 17, v. Weber, Gitterwerkbrücke bei Olbernhau . . 141

Taf. 18, Fig. 1—8 M. W. Schmidt, Bau der Flußdampfschiffe 145
Fig. 9—14 Phillips, Theorie der Stephenson'schen Coulisse 164

Taf. 19, Fig. 1—3 Werther, Selbstwirkende Fallbremse . . 155
Fig. 4—10 —, Isolator für Telegraphendrähte 162

Taf. 20, Werther, Deniel's Tachometer 182

Taf. 21, Bornemann, Festigkeitsversuche mit dreieckigen Stäben 186

Taf. 22, Werther, Querprofile der französischen Eisenbahnen . 196

Taf. 23, Armengaud aîné, Dimensionen der Balanciers . 197

Taf. 24 u. 25, C. H. Schmidt, Steuerungsvorrichtung . . . 212

Taf. 26, Fig. 1—2 C. H. Schmidt, Steuerungsvorrichtung . 212
Fig. 3—5 M. W. Schmidt, Bau d. Flußdampfschiffe 222

Taf. 27, Hartmann, Weißeritzbrücke in Dresden 230

Taf. 28, Fig. 1—4 Brückmann, Ueber die Antifrictionscurve 233
Fig. 5—12 Gurlt, Theorie des Sprengens . . . 238

Taf. 29 u. 30; Werther, Aquäduct bei Roquefavour 236

Die Weisbach'schen Versuche über den Stoß des isolirten Wasserstrahles gegen ruhende und bewegte Flächen.

Von

Dr. G. Zeuner.

Bei den bis jetzt über den Stoß des Wassers angestellten Versuchen ließ man den Wasserstrahl gegen eine mit einer Waage oder einem Hebel verbundene Fläche stoßen. Durch diese Methode ergab sich aber nur die Größe des Wasserstoßes gegen eine ruhende Fläche, während der für die Praxis weit wichtigere Fall, die Größe des Wasserstoßes gegen eine bewegte Fläche zu bestimmen, bisher noch nicht untersucht worden ist.

Herr Professor Weisbach hat zuerst mit Hülfe einer höchst sinnreichen und eigenthümlichen Methode in neuerer Zeit Versuche angestellt, welche dazu dienten, auch den letztern Fall der Betrachtung zu unterwerfen. Diese Methode besteht darin, die zu stoßende Fläche der Art mit einem einfachen Reactionsrade (Segner'sches Wasserrad) in Verbindung zu bringen, daß sie den aus der Mündung in der Schwungröhre austretenden Wasserstrahl auffängt. Der Stoß wirkt hierbei der Reaction entgegen, so daß nur die Differenz beider auf das Rad übertragen wird und aus der beobachteten Leistung des Rades auf die Größe des Stoßes geschlossen werden kann.

Herr Professor Weisbach hat mir seine Versuchsresultate zur Benutzung freundlichst überlassen und ich theile auf dessen gütige Erlaubniß meine Berechnung der Versuche im Folgenden mit.

(Eine umfassendere Behandlung, als dies in vorliegender Abhandlung gestattet ist, finden diese Versuche in einer Schrift des Herrn Professor Weisbach, welche bei J. G. Engelhardt in Freiberg erscheinen wird.)

Vor Beginn der eigentlichen Stoßversuche in der schon oben angedeuteten Weise war es nothwendig, die Leistung des einfachen Reactionsrades für sich zu untersuchen und nachzuweisen, wie weit die für die Leistung eines einfachen Reactionsrades theoretisch bestimmten Werthe mit den wirklich gefundenen übereinstimmen. Diese Versuche führten zu dem Resultate, daß die für die Leistung eines Reactionsrades entwickelte Formel

$$1)\quad L = \frac{(\mu\sqrt{2gh + v^2} - v)}{g}\, vQ\gamma$$

(Weisbach, Ing.- u. Masch.-Mech. Bd. II.)

in welcher Q die Aufschlagwassermenge pr. Sek., h das Gefälle, v die Umdrehungsgeschwindigkeit des Rades, g die Beschleunigung der Schwere, μ den Ausflußcoefficienten und γ die Dichtigkeit des Wassers (Gewicht der Cubikeinheit) bezeichnet, vollkommene Richtigkeit hat. Obgleich diese Versuche gegen diejenigen, welche Herr Prof. Weisbach in der Schrift: „Versuche über die Leistung eines einfachen Reactionsrades" (Freiberg 1851) veröffentlicht hat, in etwas veränderter Weise angestellt wurden, so führten sie doch auf dieselben mit der Theorie übereinstimmenden Resultate, sowohl in Bezug auf Maximalleistung und der dabei stattfindenden Radgeschwindigkeit, als in Beziehung auf die Größe der Reaction $R = \mu^2 2Fh\gamma$ des stillstehenden Rades. (In der letzten Formel bezeichnet R die Reaction, F die Summe der Ausflußmündungen und die übrigen Buchstaben haben dieselbe Bedeutung wie oben.)

Es wird demnach gestattet sein, die für die Leistung eines Reactionsrades oben angegebene Formel als vollkommen bestätigt hinzustellen und sofort die Stoßversuche selbst einer nähern Betrachtung zu unterwerfen.

Es ist MM (Fig. 1. Taf. 1) die Schwungröhre des Reactionsrades (von oben gesehen), A ist eine der beiden Ausflußmündungen, vor welcher sich der Rotationskörper BCD befindet, der in geringer Entfernung vor den Mündungen mit der Schwungröhre fest verbunden ist und an welchen der austretende Wasserstrahl stößt.

Bewegt sich das Rad mit der Geschwindigkeit v in der Reactionsrichtung, so ist, wenn man die schon angeführte

Bezeichnung beibehält, die Ausflußgeschwindigkeit des Wassers bekanntlich

$$c = \mu\sqrt{2gh + v^2}.$$

Da aber das Wasser beim Austritte aus dem Rade mit demselben die Geschwindigkeit v nach der entgegengesetzten Richtung gemeinschaftlich hat, so ist die absolute Geschwindigkeit des Wassers $c - v$ und daher das demselben innewohnende Arbeitsvermögen $\frac{(c-v)^2}{2g} Q\gamma$ zu setzen.

Da die gestoßene Fläche dem Wasser mit der Geschwindigkeit v entgegenkommt, so geht das Wasser mit der relativen Geschwindigkeit c an der Fläche hin und entfernt sich von derselben in der Richtung der an die Endpunkte C und D der Erzeugungscurve BCD gelegten Tangenten, die mit der Axe AX den Winkel α bilden mögen.

Aus der Tangentialgeschwindigkeit c des Wassers und der Umdrehungsgeschwindigkeit v ergiebt sich die absolute Geschwindigkeit w des Wassers nach dem Stoße, wie aus der Figur ersichtlich ist:

$$w^2 = c^2 + v^2 - 2vc\cos\alpha,$$

also das dem Wasser nach dem Stoße innewohnende Arbeitsvermögen

$$\frac{w^2}{2g} Q\gamma = \frac{(c^2 + v^2 - 2vc\cos\alpha)}{2g} Q\gamma;$$

folglich die auf die Fläche übertragene Arbeit

$$L_{,} = \frac{(c-v)^2}{2g} Q\gamma - \frac{(c^2 + v^2 - 2vc\cos\alpha)}{2g} Q\gamma =$$

$$= -(1-\cos\alpha)\frac{Q\gamma}{g} vc.$$

Die Arbeit fällt negativ aus, weil der Voraussetzung gemäß die Stoßrichtung der Bewegungsrichtung des Rades entgegengesetzt ist.

Die Arbeit der Reaction ist aber, wenn man in Gleichung (1) $\mu\sqrt{2gh + v^2} = c$ einführt:

$$L_{,,} = (c-v)\frac{Q\gamma v}{g},$$

daher die auf das Rad übergehende Arbeit

$$L = L_{,} + L_{,,} = -(1-\cos\alpha)\frac{Q\gamma}{g} vc + (c-v)\frac{Q\gamma v}{g}$$

$$\text{oder } L = (c\cos\alpha - v)\, v\frac{Q\gamma}{g}$$

oder den ersten Werth für c eingeführt:

$$2)\ L = (\mu\cos\alpha\sqrt{2gh + v^2} - v)\frac{vQ\gamma}{g}.$$

Vergleicht man vorstehende Formel mit der für die Leistung des Reactionsrades für sich angegebenen, so fällt die Aehnlichkeit beider in die Augen. Wird bei der gestoßenen Fläche $\alpha > 90°$, d. h. findet der Wasserstoß gegen eine concave Fläche statt, so ändert v das Vorzeichen, das Rad bewegt sich in der Stoßrichtung und man erhält für die Leistung

$$3)\ L = -(\mu\cos\alpha,\sqrt{2gh + v^2} - v)\frac{vQ\gamma}{g}, \text{ wobei}$$

$\alpha, = 180 - \alpha$ ist.

Dividirt man Gleichung (2) durch v, so ergiebt sich die Umdrehungskraft P des Rades:

$$4)\ P = \frac{L}{v} = (\mu\cos\alpha\sqrt{2gh + v^2} - v)\frac{Q\gamma}{g}.$$

Setzt man in Gleichung (4) $v = o$, d. h. nimmt man das Rad in Ruhe an, so wird:

$$P = \mu\cos\alpha\sqrt{2gh}\,\frac{Q\gamma}{g} \text{ oder da}$$

$$Q = Fc = F\mu\sqrt{2gh}$$

gesetzt werden kann:

$$P = \mu^2\cos\alpha.\ 2Fh\gamma.$$

Ist hierbei $\alpha = o$, d. h. befindet sich keine Fläche vor der Mündung, so erhält man die Größe der Reaction, wie gewöhnlich: $P = \mu^2 Fh\gamma$, das Rad hat das Bestreben, sich in der Richtung der Reaction zu bewegen. Ist hingegen $\alpha = 180°$, d. h. findet der Stoß gegen eine Hohlkugel statt, so ist $P = -\mu^2.\ 2Fh\gamma$;

das Rad strebt, sich in der Stoßrichtung zu bewegen.

Ist endlich $\alpha = 90°$, d. h. stößt das Wasser senkrecht gegen eine ebene Fläche, so wird $P = 0$, d. h. das Rad bleibt in Ruhe. Nimmt man vollkommenen Ausfluß an, indem man in vorstehenden Betrachtungen $\mu = 1$ setzt, so ergeben sich dieselben Resultate, wie sie für den Stoß des isolirten Wasserstrahles in den Lehrbüchern der Mechanik angegeben sind. Für $\alpha = o$ bleibt nach Obigen nur die Reaction übrig und zwar $P = 2Fh\gamma$.

Für $\alpha = 90°$ ist, da das Rad kein Bestreben zur Bewegung hat, der Stoß gleich der Reaction, also der Stoß: $S = 2Fh\gamma$.

Für $\alpha = 180°$ ergiebt sich die Kraft nach der Stoßrichtung $2Fh\gamma$, da dies also der Ueberschuß der Stoßkraft über die Reaction, letztere aber selbst $2Fh\gamma$ ist, so beträgt die ganze Stoßkraft $S = 4Fh\gamma$.

Vorstehende Betrachtungen bestätigen sich, wie unten nachgewiesen werden soll, in der Wirklichkeit und man erhält dadurch nicht nur den Beweis von der Richtigkeit der für den Stoß des Wassers bisher benutzten Formeln, sondern zugleich einen abermaligen Beweis von der Richtigkeit der für die Wirkung der Reaction aufgestellten Theorie.

Dividirt man den für die effective Leistung des Reactionsrades in (2) erhaltenen Ausdruck durch die disponible Leistung $Qh\gamma$ des Wassers, so erhält man den theoretischen Wirkungsgrad:

$$5)\ \eta, = \frac{L}{Qh\gamma} = (\mu\cos\alpha\sqrt{2gh + v^2} - v)\frac{v}{gh}.$$

Durch die Differentiation dieses Ausdruckes in Bezug auf v erhält man für die Geschwindigkeit, bei welcher das Rad die größte Nutzleistung liefert:

6) $v = \sqrt{gh}\sqrt{\frac{1}{\sqrt{1-\mu^2\cos\alpha}} - 1}$ und durch Einführung dieses Ausdruckes in Gleichung (5) für den Maximalwirkungsgrad:

7) $\eta = 1-\sqrt{1-\mu^2\cos^2\alpha}$, woraus endlich die Maximalleistung des Rades

8) $L = (1-\sqrt{1-\mu^2\cos^2\alpha})\, Qh\gamma$ folgt.

Auch die vorstehenden Formeln stehen mit den Versuchsresultaten in Uebereinstimmung.

Der Versuchsapparat ist in Fig. 2 und 3 Taf. 1 abgebildet. Fig. 2 ist die vordere Ansicht und Fig. 3 die Seitenansicht. MCMD ist das Reactionsrad (Fig. 2), CD dessen Umdrehungsaxe, MM ist die Schwungröhre und AA sind die in derselben befindlichen Ausflußöffnungen, die durch conoidische Ansatzröhren gebildet werden. Der Abstand der Mündungen von Mitte zu Mitte gemessen beträgt 1 Meter, die Weite der Schwungröhre 84 Millimeter und die der Einfallröhre 125 Millimeter.

Die Höhe des ganzen Rades mit Einschluß des $^1/_4$ Meter weiten und $^1/_8$ Meter hohen Einfallreservoirs E beträgt 0,45 Meter, so daß im Mittel eine Wassersäule von 0,4 Meter Höhe über den Mitten der Ausflußöffnungen stand. Das Radgestelle FFNN befindet sich im Innern eines parallelepipedischen Aichreservoirs OQ von ungefähr 3 Meter Länge, 1,7 Meter Weite und 0,85 Meter Höhe und ist auf ein Postament Z,Z gestellt, um das im Reservoir aufgefangene Wasser nicht zu stören. Das Aufschlagewasser wurde durch ein Gerinne N (Fig. 3) zugeführt, an dessen Ende sich eine Kippe O anschloß, durch welche das Wasser entweder in das Rad, wie der punktirte Theil zeigt, oder in ein Seitengerinne Q nach Belieben geführt werden konnte. —

Die erste Untersuchung, welche vorgenommen werden mußte, bezog sich auf das Ausflußgesetz des Wassers bei umlaufendem Rade und verschiedener Radgeschwindigkeit. Um die Letztere beliebig verändern zu können, war an dem Ende des obern Radzapfens eine Rolle DR angebracht, über welche zwei Schnüre in der in Fig. 4 angedeuteten Weise gelegt waren. Das eine Ende jeder Schnur war an der Rolle P′ befestigt, während am andern Ende das Gewicht g angehangen war; das Rad bewegte sich in der Richtung des Pfeiles. Durch Veränderung der Gewichte gg konnte man nun die Radgeschwindigkeit beliebig verändern, indem bei dieser Anordnung die Größe der Reibung der Schnüre an der Trommel DR nach Belieben vergrößert oder verkleinert wurde. Die Untersuchung des Ausflußgesetzes wurde nun in folgender Weise ausgeführt: nachdem man an den beiden freien Enden der Schnüre die Gewichte gg befestigt hatte, ließ man das Wasser in das Rad und aus diesem in das Aichreservoir treten; beobachtete während einer gewissen Zeit t die Umdrehungsanzahl des Rades, und schlug am Ende dieser Zeit die Kippe O (Fig. 3) zurück, so daß von jetzt das Wasser durch das Gerinne Q abfloß. Aus dem Querschnitte A des Aichkastens und aus der Höhe a des während der Zeit t in das Aichgefäß geflossenen Wassers, ergiebt sich das Aufschlagwasserquantum Q pr. Sekunde:

$$Q = \frac{Aa}{t}.$$

Aus der Umdrehungsanzahl des Rades in der Zeit t ergiebt sich die Umdrehungsgeschwindigkeit v desselben in der Mitte der Ausflußöffnung und daher nach der Theorie die Ausflußgeschwindigkeit des Wassers

$$c = \mu\sqrt{2gh + v^2},$$

und wenn man die Summe der Querschnitte beider Ausflußöffnungen F setzt, das Aufschlagquantum pr. Sekunde

$$Q = \mu F\sqrt{2gh + v^2},$$

woraus endlich durch Gleichsetzen beider für Q gefundenen Ausdrücke der Ausflußcoefficient:

9) $\mu = \frac{Aa}{Ft\sqrt{2gh + v^2}}$ folgt.

Die in der oben angedeuteten Weise ausgeführten und unter einander gut übereinstimmenden Versuche ergaben im Mittel den Ausflußcoefficienten $\mu = 0{,}932$, so daß, wenn man die der Umdrehungsgeschwindigkeit v zukommende Geschwindigkeitshöhe $\frac{v^2}{2g} = h$, setzte, bei den weitern Versuchen das Aufschlagquantum pr. Sekunde

$$Q = \mu F\sqrt{2g}\sqrt{h+h},$$

gesetzt werden kann.

Da bei dem Reactionsrade $F = 8{,}1835$ Quadratcentimeter und den Beobachtungen gemäß $\mu = 0{,}932$ ist, so läßt sich in der Folge

$Q = 0{,}003802\sqrt{h+h}$, Cubikmeter oder

10) $Q = 3{,}802\sqrt{h+h}$, Kilogramm setzen.

Um die effective Leistung des Rades bei den verschiedenen Versuchen angeben und daraus auf die Größe des Stoßes schließen zu können, wurde folgender Weg eingeschlagen:

Um die auf den obern Radzapfen gesteckte Rolle DR, deren Umfang 0,201 Meter betrug, wurden zwei Schnüre in der in Fig. 4 angedeuteten Weise gelegt, wobei die Enden beider Schnüre je über zwei Leitrollen P und P′ gingen. An die über die Rollen P und P gehenden Schnurenenden waren bestimmte Gewichte g und g angehangen; an den andern Enden befanden sich die Gewichte g′ und g′, welche so lange verändert wurden, bis endlich, während sich das Rad in der Richtung des Pfeiles drehte, sich alle vier Gewichte in gleicher Höhe schwebend erhielten. Die Größe der

auf den Umfang der Rolle reducirten Umdrehungskraft des Rades ließ sich nun aus der Größe der angehängten Gewichte leicht bestimmen. Setzt man den constanten Theil der Reibung an jeder einzelnen Rolle = F und den mit der Last proportional wachsenden Theil der Reibung = $\varphi \times$ Last, so ergiebt sich sofort die Spannung S der Schnurentheile zwischen der Trommel DR und den Leitrollen P und P:

$$S = g + F + \varphi g = F + g(1 + \varphi);$$

hingegen die Spannung S′ der Schnurentheile zwischen den Leitrollen P′ und der Trommel:

$$S' = g' - F - \varphi g' = -F + g'(1 - \varphi).$$

Nennt man die auf den Umfang der Trommel reducirte Umdrehungskraft des Rades P, so ist aus der ganzen Anordnung des Versuchs (Fig. 4) ersichtlich, daß die Spannungen S und S beider Schnüre der Umdrehungskraft P entgegen wirken, während die Spannungen S′ und S′ der Kraft P zu Gute kommen. Damit die vier Gewichte während der Drehung des Rades in gleicher Höhe schweben bleiben, muß offenbar:

$$P + S' + S' = S + S \text{ oder}$$
$$P = 2S - 2S' \text{ sein.}$$

Setzt man noch die auf den Trommelumfang reducirte Reibung am untern und obern Radzapfen = $F_{,}$, so wird genauer $P = 2S - 2S' + F_{,}$

und endlich, wenn man die oben für S und $S_{,}$ angegebenen Ausdrücke benutzt und $2g = G$; $2g' = G'$ setzt.

11) $P = 4F + F_{,} + \varphi(G + G_{,}) + G - G_{,}$.

Genaue Untersuchungen, auf welche hier aber wegen Mangel an Raum nicht näher eingegangen werden kann, ergaben für das benutzte Rad F = 0,0195 Kilogramm, F′ = 0,7815 Kil. und φ = 0,054; so daß sich also die Formel (11) auch schreiben läßt:

12) $P = 0{,}8595 + G - G_{,} + 0{,}054(G + G_{,})$ Kilogr.

Diese Gleichung dient dazu, aus den angehängten Gewichten die auf den Trommelumfang reducirte Umdrehungskraft des Rades zu berechnen. Hat man gleichzeitig die Anzahl der Umdrehungen des Rades pr. Sekunde beobachtet, so folgt hieraus und aus dem bekannten Umfange der Trommel die Geschwindigkeit v_1 der Last und demnach die effective Leistung des Reactionsrades:

$$L = P v_{,}.$$

Vorstehender Ausdruck durch das disponible Arbeitvermögen Qh des Wassers dividirt, ergiebt endlich den effectiven Wirkungsgrad des Rades:

$$\eta = \frac{P v_{,}}{Qh}.$$

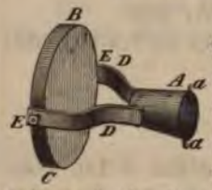
Der Vergleich des auf die eben angegebene Weise bestimmten Wirkungsgrades mit dem nach Gleichung (5) theoretisch erhaltenen führte, wie unten nachgewiesen wird, bei den Versuchen auf gute Uebereinstimmung.

Vorstehende Formeln finden bei der Untersuchung der Größe des Wasserstoßes gegen bewegte Flächen ihre Anwendung (S. 8).

Versuche.

I. Stoß des isolirten Wasserstrahles gegen ruhende Flächen.

a) Stoß gegen eine ebene Fläche.



An die beiden conischen Mündungen des Reactionsrades wurden zwei in nebenstehender Figur angedeutete Vorrichtungen angebracht. Der hohle abgestumpfte Blechkegel A wurde der Art an die conische Mündung des Rades gesteckt, daß die ebene runde Blechscheibe BC, die durch die Bügel DD mit dem Conus A fest verbunden war, sich in einer Entfernung von 5 Centimeter vor der Ausflußöffnung befand. Die Blechscheibe BC hatte einen Durchmesser von 10 Centimeter und konnte überdies um eine Are EE gedreht werden, wodurch man in den Stand gesetzt war, der Scheibe beliebige Neigung gegen die Stoßrichtung zu geben und dadurch auch die Größe des schiefen Stoßes eines Wasserstrahles zu beobachten. Die beiden am Conus A angebrachten Drahtösen aa dienten dazu, den Apparat mit einer Schnur an der Schwungröhre des Rades festzubinden.

Im vorliegenden Versuche wurde die Scheibe vertical gestellt, so daß, als das Rad beaufschlagt wurde, das aus den Radmündungen tretende Wasser normal gegen die ebene Scheibe stieß. Das Ergebniß des Versuchs war, wie auch die oben theoretisch entwickelte Formel gab, Stillstand des Rades, woraus folgt, daß der Wasserstoß der Reaction gleich oder wenn man auf die Bewegungshindernisse des Rades Rücksicht nimmt, ziemlich gleich ist. Um das Verhältniß der Größe des Stoßes zu der der Reaction genauer kennen zu lernen, wurde untersucht, welches Gewicht $G_{,}$ zur Bewegung des Rades in der Reactionsrichtung und welches Gewicht $G_{,,}$ zur Bewegung in der Stoßrichtung erforderlich war.

Nennt man die Größe der auf die Trommel DR reducirten Widerstände = F_o, die Reaction R und den effectiven Stoß $S_{,}$, so ergeben sich sofort folgende beiden Gleichungen:

$$G_{,} + R = S_{,} + F_o$$
$$G_{,,} + S_{,} = R + F_o, \text{ woraus}$$

$S_{,} = R - \frac{G_{,} - G_{,,}}{2}$ und $F_o = \frac{G_{,} + G_{,,}}{2}$ folgt.

Die Größe der auf den Umfang der Trommel reducirten Reaction R ist nach obigen Rechnungen $\mu^2 2Fh\gamma \cdot \frac{a}{r}$, worin a = 0,5 Meter den Halbmesser des Rades, r = 0,032 Meter den Halbmesser der Rolle DR bezeichnet oder unter Benutzung der oben angegebenen Werthe von μF und h: R = 8,898 Kilogramm und dies haben auch mit guter Uebereinstimmung die Vorversuche ergeben.

Im vorliegenden Falle ergab sich $G_{,} = 0{,}45$ Kilogr., $G_{,,} = 0{,}9$ Kilogr.; so daß endlich der Stoß $S_{,} = 8{,}673$ und die Größe der auf den Trommelumfang reducirten Widerstände $F_o = 0{,}675$ resultirt.

Theoretisch ist der Stoß der Reaction $\mu^2 2F\gamma$ gleich, so daß das Verhältniß des effectiven zum theoretischen Stoße oder der Stoßcoefficient für den Wasserstoß normal gegen eine Fläche:

$$\varphi = \frac{S_{,}}{S} = \frac{8{,}673}{8{,}898} = 0{,}97 \text{ gesetzt werden kann.}$$

b) Stoß gegen ein converes Hyperboloid.

Der an die Ausflußmündung befestigte Apparat, um den Stoß des Wassers gegen ein converes Hyperboloid zu beobachten, ist in nebenstehender Figur abgebildet, und ist von dem vorigen nur dadurch verschieden, daß statt der ebenen Platte ein Hyperboloid von Blech, welches seine convere Seite der Ausflußmündung zukehrt, angebracht ist. Der Scheitel des Hyperboloides befand sich 5 Centimeter vor der Ausflußöffnung, der Durchmesser AB desselben beträgt 10 Centimeter, dessen Höhe $3^1/_2$ Centimeter und die Ablenkung des Wasserstrahles von seiner anfänglichen Richtung bestimmte sich zu 41°. —

Bei Beaufschlagung des Rades bewegte sich dasselbe, wie auch die Theorie angiebt, in der Richtung der Reaction. Um eine langsame Bewegung des Rades in der Stoßrichtung hervorzurufen, mußte ein Gewicht $G_{,,}$ von 7,65 Kilogramm angewendet werden. Es ergiebt sich demnach, wie unter (a) $G_{,,} + S_{,} = R + F_o$ oder da:
$F_o = 0{,}675$ Kilogr. und $R = 8{,}898$ Kilogr. zu setzen ist; der effective Stoß: $S_{,} = 1{,}923$ Kilogr.

Dies läßt sich auch schreiben:

$$S_{,} = \frac{1{,}923}{R} R = 0{,}216 \text{ R.}$$

Dividirt man die im Eingange dieser Arbeit für die Arbeit des Wasserstoßes entwickelte Formel:

$$L_{,} = (1 - \cos\alpha) \frac{Q\gamma}{g} vc$$

durch die Geschwindigkeit v, so folgt für die Größe des theoretischen Stoßes

$$S = \frac{L_{,}}{v} = (1 - \cos\alpha) \frac{Q\gamma}{g} c$$

und hieraus, wenn man $v = o$ und daher: $Q = F\mu\sqrt{2gh}$ und $c = \mu\sqrt{2gh}$ setzt:

$$S = (1 - \cos\alpha)\ \mu^2 2Fh\gamma = (1 - \cos\alpha)\ R.$$

Da im vorliegenden Falle $\alpha = 41°$ ist, so ergiebt sich der theoretische Stoß:

$$S = 0{,}245 \text{ R,}$$

woraus endlich das Verhältniß des effectiven zum theoretischen Stoße oder der Stoßcoefficient

$$\varphi = \frac{0{,}216}{0{,}245} R = 0{,}88 \text{ resultirt.}$$

c) Stoß gegen ein concaves Hyperboloid.

Die Fläche, gegen welche der Wasserstoß stattfand, zeigt nebenstehende Figur. Das Hyperboloid kehrt seine concave Seite der Ausflußmündung zu, sein Scheitel ist 5 Centimeter von derselben entfernt, seine andern Dimensionen sind den in voriger Figur dargestellten gleich. Der Winkel, um welchen das Wasser von seiner anfänglichen Richtung abgelenkt wird, beträgt 135°. Als man das Wasser in das Rad treten ließ, fand die Bewegung in der Stoßrichtung statt, wie es auch die Theorie angiebt, um hingegen eine langsame Bewegung in der Reactionsrichtung zu erzeugen, war ein Gewicht $G_{,} = 6{,}85$ Kilogramm nöthig.

Es läßt sich demnach wie früher setzen:

$$G_{,} + R = S_{,} + F_o \text{ oder}$$

$$S_{,} = \frac{G_{,} + R - F_o}{R} . R = 1{,}696 \text{ R.}$$

Theoretisch ist: $S = (1 - \cos\alpha) R = (1 + \cos 45) R = 1{,}707$ R, woraus endlich das Verhältniß des effectiven Stoßes zum theoretischen oder der Stoßcoefficient:

$$\varphi = \frac{1{,}696 \text{ R}}{1{,}707 \text{ R}} = 0{,}99 \text{ folgt.}$$

d) Stoß gegen eine hohle Halbkugel.

Die Halbkugel hatte einen Halbmesser von 5 Centimeter und stand der Art vor der Ausflußöffnung des Rades, wie dies nebenstehende Figur andeutet. Da sich das Rad in der Stoßrichtung zu bewegen strebte, so war nach der Reactionsrichtung eine Kraft von 7,1 Kilogramm nöthig, um die Bewegung des Rades in eine langsame, entgegengesetzte zu verwandeln. Man hat demnach wie bei dem vorigen Falle

$$S_{,} = \frac{G_{,} + R - F_o}{R} . R = 1{,}722 \text{ R.}$$

Die Theorie giebt nach der Formel $(1 - \cos\alpha)$ R, da $\alpha = 180°$ ist $S = 2R$, daher ist im vorliegenden Falle der Stoßcoefficient:

$$\varphi = \frac{1{,}722 \text{ R}}{2R} = 0{,}86.$$

Der eben bestimmte Stoßcoefficient fällt bedeutend kleiner aus, als im Vergleich mit dem vorigen Versuche erwartet werden sollte; dies hat aber darin seinen Grund, daß ein Theil des aus der Halbkugel zurücktretenden Wassers an die Schwungröhre stieß und dadurch eine genaue Bestimmung

der Größe des Wasserstoßes verhinderte. Vorstehender Versuch macht daher eine Revision nothwendig.

e) Stoß des Wasserstrahles in mit Wasser gefüllte Gefäße.

Um auch den Stoß des Wassers gegen Wasser zu untersuchen, wurden an die beiden Ausflußmündungen des Reactionsrades Gefäße von der Form, wie sie nebenstehende Figur darstellt, befestigt. Die Gefäße waren cylindrisch, von 12 Centimeter Durchmesser und 17 Centimeter Höhe, oben offen und 6 Centimeter über dem Boden mit einem kurzen conischen Ansatzrohre versehen, welches so über das Ansatzrohr an der Ausflußmündung des Rades gesteckt werden konnte, daß kein Zwischenraum zum Austritt für das Wasser blieb und daher alles aus dem Rade tretende Wasser in die Gefäße übergehen mußte; von hier aus floß das Wasser über den obern Rand der Gefäße ab.

Als das Rad und die an den Ausflußmündungen angebrachten Gefäße gefüllt waren, zeigte ersteres durchaus kein Bestreben zur Bewegung, so daß man hieraus schließt: „der Stoß des Wassers in Wasser ist der Größe der Reaction gleich, oder gleich dem Stoße des Wassers gegen eine ebene Fläche."

Zur Bestimmung der Größe der Reaction im vorliegenden Falle ist in die oben gegebene Formel $R = \mu^2\, 2Fh\gamma$ für die Druckhöhe h die verticale Entfernung des Wasserspiegels in den Gefäßen von dem im Eintrittsreservoir einzuführen. Diese Druckhöhe betrug im vorliegenden Falle 0,302 Meter, es berechnet sich demnach unter Benutzung der oben für μ und F gegebenen Werthe die auf den Umfang der Trommel reducirte Reaction:

$$R = 6{,}718 \text{ Kilogramm.}$$

Um das Verhältniß des Stoßes zur Reaction genauer zu erhalten, brachte man, um das Rad langsam in der Stoßrichtung zu bewegen, das Gewicht 0,95 Kilogramm an; um hingegen eine langsame Bewegung in der Reactionsrichtung zu erzeugen, war ein Gewicht von 1,1 Kilogr. nöthig. Setzt man die Größe der auf den Umfang reducirten Widerstände F_0 und den effectiven Stoß $S_,$, so folgt, wie oben:

$$S_, + 0{,}95 = R + F_0$$
$$R + 1{,}10 = S_, + F_0 \text{ woraus sich, da}$$
$$R = 6{,}718 \text{ ist, } S_, = 6{,}793 \text{ Kil. berechnet.}$$

Der Versuch ergiebt also den Stoß des Wasser in Wasser etwas vollkommener als die Reaction, so daß hier die theoretischen Formeln fast volle Gültigkeit haben.

f) Schiefer Stoß des Wassers gegen eine ebene Platte.

Bei diesen Versuchen befestigte man die auf S. 4 abgebildete Vorrichtung an die Mündungen des Reactionsrades, stellte aber, indem man die ebene Scheibe BC um die Are EE drehte, die Platte der Art, daß sie mit der Strahlrichtung verschiedene Winkel bildete. Da, der Theorie nach, der schiefe Stoß gegen ebene Platten kleiner als die Reaction ist, so mußte in allen Fällen eine Bewegung des Rades in der Reactionsrichtung stattfinden. Um nun die wirkliche Größe des Stoßes kennen zu lernen, wurde in der Stoßrichtung ein Gewicht G angebracht, welches das Rad zu einer langsamen Bewegung in dieser Richtung brachte. Setzt man daher den effectiven Stoß $= S_,$ die Reaction $R = 8{,}898$ Kilogr. und die auf den Umfang des Rades reducirten Widerstände $F_0 = 0{,}675$, wie oben, so läßt sich bei den verschiedenen Versuchen der Stoß $S_,$ durch folgende Formel bestimmen:

$$S_, = R + F_0 - G = 9{,}573 - G.$$

Die folgende kleine Tabelle giebt die erste Reihe der Versuchsresultate. Die ersten drei Versuche gelten für den Fall, bei welchem die Platte nach oben divergirte, wie Fig. 5. Tafel 1 andeutet. Bei den nächsten drei Versuchen stand die Platte divergent nach unten (Fig. 6. Taf. 1). Die 2. Columne giebt die Neigung der Platte gegen die Stoßrichtung an und die 5. Columne enthält die Größe des theoretischen Stoßes, welcher sich nach der Formel

$$S = \frac{2\sin^2\alpha}{1 + \sin^2\alpha} \cdot R \text{ berechnet.}$$

Die Theorie giebt nämlich für die Größe des schiefen Wasserstoßes gegen eine ebene Fläche die Formel

$$S = \frac{2\sin^2\alpha}{1 + \sin^2\alpha} \cdot \frac{c - v}{g} \cdot Q\gamma \quad \left(\begin{matrix}\text{Weisbach, Ingen.- u. Masch.-}\\ \text{Mech. Bd. I. S. 639.}\end{matrix}\right)$$

Da aber $\frac{c - v}{g} Q\gamma$ der Größe der Reaction R gleich ist, so läßt sich die letztere Formel auch in der oben angegebenen Weise schreiben.

Tabelle I.

Stellung der Platte	Stellungswinkel α	Gewicht G zur Bewegung des Rades in der Stoßrichtung Kilogramm	Effectiver Stoß $S_1 = R + F_0 - G$	Theoretischer Stoß $S = \frac{a}{r} \cdot \frac{2\sin^2\alpha}{1+\sin^2\alpha} R$	Stoßcoefficient $\varphi = \frac{S_1}{S}$
Divergent nach oben	$80^1/_2{}^0$	0,95	8,623	8,795	0,98
	$66^1/_2{}^0$	0,95	8,623	8,129	1,06
	$45^1/_2{}^0$	2,90	6,673	6,000	1,11
Divergent nach unten	$80^1/_2{}^0$	1,30	8,273	8,795	0,94
	$66^1/_2{}^0$	2,90	6,673	8,129	0,82
	$45^1/_2{}^0$	6,70	2,873	6,000	0,48

Aus der letzten Columne läßt sich die mehr oder weniger gute Uebereinstimmung der Theorie mit der Erfahrung leicht erkennen. Bei den ersten 3 Versuchen wächst der Stoßcoefficient mit der geringern Neigung der Platte gegen die Stoßrichtung, und schon bei einer Divergenz der Platte von $66^1/_2{}^0$ ist der effective Stoß größer als der theoretische. Dies erklärt sich sehr leicht dadurch, daß im vorliegenden Falle das Wasser nicht blos durch Stoß, sondern gleichzeitig durch Seitenstoß und durch sein Gewicht wirkt (S. 11). Die letztere Einwirkung muß, wie dies auch die Versuche ergeben, um so mehr hervortreten, je geringer die Neigung der Platte gegen die Strahlrichtung ist. Hierbei muß zugleich erwähnt werden, daß auch die bis jetzt bekannte und oben benutzte theoretisch entwickelte Formel nur annähernd richtig ist.

Bei den 3 Versuchen, bei welchen die Platte nach unten divergirte, fällt die Einwirkung des Gewichts des Wassers weg und die Stoßcoefficienten nehmen, wie dies nicht anders zu erwarten steht, mit der Divergenz der Platte ab.

Die vorstehenden Versuche wurden nun dahin abgeändert, daß die ebene Platte das eine Mal nach außen (Fig. 7 Taf. 1) das andre Mal nach innen (Fig. 8) divergirte. Für beide Fälle bedarf die Formel $S = \frac{2\sin^2\alpha}{1+\sin^2\alpha} R$ zur Berechnung des theoretischen Stoßes eine Abänderung. Die Größe des Normalstoßes N ergiebt sich nämlich nach der in Fig. 7 und 8 angegebenen Kräftezerlegung: $\frac{S}{\sin\alpha}$. Der Hebelarm für den Normalstoß ist durch $CL = b$ bezeichnet und berechnet sich für den Fall, wenn die Platte nach außen divergirt (Fig. 7) auf folgende Weise:

$$CL = b = AC \cdot \cos ACL = \frac{CM}{\cos MCA} \cdot \sin(\alpha + \angle MCA)$$

oder $b = a(\sin\alpha + \cos\alpha \cdot \operatorname{tang} MCA)$, wenn $CM = a$ gesetzt wird. Also ist das statische Moment der Normalkraft

$$Nb = \frac{Sa}{\sin\alpha}(\sin\alpha + \cos\alpha \cdot \operatorname{tang} MCA).$$

Setzt man die senkrechte Entfernung AM des Plattenmittels A von der Mittellinie der Schwungröhre $= e$ (bei den Versuchen war $e = 0{,}132$ Meter), so folgt sofort

$\operatorname{tang} MCA = \frac{e}{a}$ und daher:

$$Nb = Sa\left(1 + \frac{e}{a}\operatorname{cotg}\alpha\right);$$

daraus der auf den Umfang der Trommel DR reducirte Normalstoß:

$$N = \frac{Sa}{r}\left(1 + \frac{e}{a}\operatorname{cotg}\alpha\right) = \frac{a}{r} \cdot \frac{2\sin^2\alpha}{1+\sin^2\alpha} \cdot R\left(1 + \frac{e}{a}\operatorname{cotg}\alpha\right).$$

In ähnlicher Weise ergiebt sich für den Fall (Fig. 8), wenn die Platte nach innen divergirt, der auf den Umfang der Trommel reducirte Normalstoß:

$$N = \frac{a}{r} \cdot \frac{2\sin^2\alpha}{1+\sin^2 a} \cdot R\left(1 - \frac{e}{a}\operatorname{cotg}\alpha\right).$$

In folgender Tabelle II. sind die Versuchsresultate zusammengestellt. Die effective Stoßkraft berechnet sich wie oben nach der Formel:

$$N_1 = R + F_0 - G.$$

Tabelle II.

Stellung der Platte	Stellungswinkel α	Gewicht G zur Bewegung des Rades in der Stoßrichtung	Effectiver Stoß $N_1 = R + F_0 - G$ Kilogramm	Theoretischer Stoß $N = \frac{a}{r} \cdot \frac{2\sin^2\alpha}{1+\sin^2\alpha} R\left(1 + \frac{e}{a}\operatorname{cotg}\alpha\right)$ Kilogramm	Stoßcoefficient φ
Divergent nach außen (Fig. 7. Taf. 1)	$80^1/_2{}^0$	0,55	9,023	9,918	0,91
	$66^1/_2{}^0$	1,20	8,373	9,062	0,91
	$45^1/_2{}^0$	4,45	5,123	7,556	0,68
				$N = \frac{a}{r} \cdot \frac{2\sin^2\alpha}{1+\sin^2\alpha} R\left(1 - \frac{e}{a}\operatorname{cotg}\alpha\right)$	
Divergent nach innen (Fig. 8)	$80^1/_2{}^0$	1,45	8,123	8,406	0,96
	$66^1/_2{}^0$	3,55	6,023	7,196	0,83
	$45^1/_2{}^0$	7,50	2,073	4,443	0,48

Man ersieht aus der auf voriger Seite stehenden Tabelle II., daß die Uebereinstimmung der Theorie mit der Erfahrung bei dem kleinen Maßstabe, in welchem die Versuche ausgeführt wurden, nicht besser sein kann. Hätten es die Verhältnisse erlaubt, alle vorstehenden Versuche unter größern Druckhöhen anzustellen, so würden die Resultate noch günstiger gewesen sein, da durch Vergrößerung des Stoßes alle Nebenhindernisse verhältnißmäßig kleiner werden und dadurch in den Endresultaten weniger hervortreten.

II. Stoß des isolirten Wasserstrahles gegen bewegte Flächen.

a) Stoß des Wassers gegen ein convexes Hyperboloid.

Die bei diesen Versuchen benutzte hyperboloidische Fläche hat schon auf Seite 5 eine nähere Betrachtung gefunden und ist dort abgebildet. Der Winkel α, um welchen der Wasserstrahl von seiner anfänglichen Richtung abgelenkt wurde, betrug 41°. Die nebenstehende Tabelle, welche die Berechnung der Versuchsresultate enthält, bedarf nach dem im Eingange dieser Arbeit Angeführten weiter keine Erklärung.

Die Formel $\eta_1 = \left(\frac{Q}{F}\cos\alpha - v\right)\frac{v}{gh}$, nach welcher in der 13. Columne die theoretischen Wirkungsgrade berechnet worden sind, ergiebt sich leicht aus der Formel (5), wenn man berücksichtigt, daß

$$Q = \mu F\sqrt{2gh + v^2} \text{ oder } \mu\sqrt{2gh + v^2} = \frac{Q}{F} \text{ ist.}$$

Es braucht wohl kaum nochmals erwähnt zu werden, daß sich das Reactionsrad im vorliegenden Versuche in der Richtung der Reaction bewegte, daß also die gestoßene Fläche dem Wasserstrahle mit der Geschwindigkeit v entgegenrückte.

Man erkennt aus der 12. u. 13. Columne die gute Uebereinstimmung der effectiven und theoretischen Wirkungsgrade. Nur der erste Versuch giebt eine größere Differenz, was seine Erklärung in dem Widerstande findet, welchen die Luft der Schwungröhre entgegensetzt, und der um so bedeutender sein muß, je größer die Umdrehungsgeschwindigkeit des Rades ist.

Die unter (7) für den Maximalwirkungsgrad entwickelte Formel

$$\eta_1 = 1 - \sqrt{1 - \mu^2\cos^2\alpha} \text{ giebt denselben}$$

$\eta_u = 1 - \sqrt{1 - 0{,}932^2\cos^2 41^0} = 0{,}2896$. Die Maximalleistung folgt demnach theoretisch:

$$L = \eta_u\, Qh\gamma = 0{,}2727.$$

Die dabei stattfindende Umdrehungsgeschwindigkeit des Rades ergiebt sich nach Formel (6)

$$v = \sqrt{gh}\sqrt{\frac{1}{\sqrt{1-\mu^2\cos^2\alpha}} - 1} = 1{,}265$$

und daher das dieser Umdrehungsgeschwindigkeit zukommende Aufschlagwasserquantum $Q = 2{,}3455$. Alle die eben theoretisch bestimmten Werthe fallen, wie dies zu erwarten stand,

Tabelle III.

Nr. des Versuchs		1	2	3	4
1. Hauptgewicht G	Kilogramm	0	1	2	3
2. Gegengewicht G_1	Kilogramm	0	0,25	0,55	1,05
3. Kraft am Umfang der Trommel $P = 0{,}8595 + G - G_1 + 0{,}054(G + G_1)$	Kilogramm	0,7815	1,0774	2,4479	4,0887
4. Zeit t in Sekunden für n Umdrehungen		n=50 t=78″	n=20 t=38½″	n=20 t=41,5	n=10 t=81¼″
5. Anzahl der Umdrehungen pr. Sekunde: u		0,6410	0,5536	0,4819	0,2900
6. Geschwindigkeit der Last $v_1 = 0{,}201\ u$	Meter	0,1288	0,1113	0,0968	0,0643
7. Effective Leistung Pv_1 des Rades pr. Sekunde	Meterkilogr.	0,1006	0,1866	0,2371	0,2837
8. Radgeschwindigkeit $v = 3{,}1416\ u$	Meter	2,014	1,739	1,514	1,005
9. Geschwindigkeitshöhe $h_1 = \frac{v^2}{2g}$	Meter	0,206	0,154	0,117	0,051
10. Wasserquantum pr. Sekunde $Q = 3{,}3802\sqrt{h + h_1}$	Kilogramm	2,526	2,516	2,430	2,271
11. Arbeitsvermögen der Wasserkraft Qh	Meterkilogr.	1,0104	1,0060	0,9720	0,9085
12. Wirkungsgrade: Effectiv $\eta = \frac{Pv_1}{Qh}$		0,099	0,185	0,244	0,288
13. Wirkungsgrade: Theoretisch $\eta_1 = \left(\frac{Q}{F}\cos\alpha - v\right)\frac{v}{gh}$		0,162	0,258	0,280	0,270
14. Differenzen der Wirkungsgrade		+ 0,063	+ 0,073	+ 0,036	− 0,012

Die Formel zur Bestimmung des theoretischen Wirkungsgrades des Rades, nach welcher die 14. Columne der auf voriger Seite stehenden Tabelle V. berechnet worden ist, findet sich für den Fall, daß die gestoßene ebene Fläche nach oben oder unten divergirt, auf folgende Weise:

Auf S. 6 wurde für die Größe des schiefen Wasserstoßes folgende Formel gegeben:

$$S = \frac{2\sin^2\alpha}{1+\sin^2\alpha}\,\frac{(c-v)}{g}\,.\,Q\gamma;$$

daher die auf die Fläche übertragene mechanische Arbeit:

$$L_{''} = \frac{2\sin^2\alpha}{1+\sin^2\alpha}\,\frac{(c-v)\,v}{g}\,Q\gamma.$$

Da die Arbeit der Reaction nach Obigem

$$L_{'} = \frac{(c-v)\,v}{g}\,Q\gamma$$

beträgt, so ergiebt sich theoretisch die auf das Rad übertragene Arbeit:

$$L = L_{'} - L_{''} = \left(1 - \frac{2\sin^2\alpha}{1+\sin^2\alpha}\right)\frac{(c-v)\,v}{g}\,Q\gamma$$

oder reducirt

$$L = \frac{\cos^2\alpha}{1+\sin^2\alpha}\,.\,\frac{(c-v)\,v}{g}\,Q\gamma.$$

Dividirt man diesen Ausdruck durch das disponible Arbeitsvermögen $Qh\gamma$ der Wasserkraft und setzt gleichzeitig $e = \frac{Q}{F}$, so folgt der theoretische Wirkungsgrad des Rades:

$$\eta_{'} = \frac{\cos^2\alpha}{1+\sin^2\alpha}\left(\frac{Q}{F} - v\right)\frac{v}{gh}.$$

Man ersieht aus Tabelle V., welche diejenigen Versuche enthält, bei welchen die gestoßene ebene Fläche nach oben oder unten divergirte, die gute Uebereinstimmung der effectiven und theoretischen Wirkungsgrade des Rades und kann daraus folgern, daß die für den schiefen Stoß des Wasserstrahls gegen ebene Flächen entwickelte Formel vollkommen brauchbar ist; nur diejenigen Versuche, bei welchen das Rad leer ging, dasselbe daher eine bedeutende Geschwindigkeit hatte, zeigen größere Abweichungen, deren Ursache in dem Widerstande zu suchen ist, welchen die Luft der Schwungröhre und den beiden vor den Mündungen befindlichen Flächen entgegenstellt. In der folgenden Tabelle VI. sind diejenigen Versuche zusammengestellt, bei welchen die ebene Fläche nach innen oder nach außen divergirte. Die Anordnung und Berechnung dieser Tabelle unterscheidet sich nur dadurch von der vorigen, daß die für den theoretischen Wirkungsgrad bestimmte Formel eine Veränderung erlitten hat.

Der schiefe Stoß eines Wasserstrahles besteht nämlich aus zwei Theilen; der eine wirkt in der Richtung des Strahles, der sogenannte Parallelstoß; der andern steht senkrecht auf dieser Richtung und heißt der Seitenstoß; beide vereinigt geben den Normalstoß. In Fig. 5, 6, 7 und 8. Taf. 1 ist der Parallelstoß mit S, der Seitenstoß mit S′ und der Normalstoß mit N bezeichnet. Sobald die Platte divergent nach oben oder unten steht, ist der Seitenstoß ohne directe Einwirkung auf die Bewegung des Rades, höchstens vermehrt oder vermindert er, je nachdem die Divergenz nach oben oder nach unten zu stattfindet, die Reibung am untern Stift des Reactionsrades. Diese Einwirkung ist aber, besonders bei den kleinen Verhältnissen, in welchen vorliegende Versuche gemacht wurden, so gering, daß sie bei vorstehenden Rechnungen ganz unberücksichtigt gelassen wurde.

Anders verhält es sich aber, wenn die gestoßene Platte nach innen oder nach außen divergirt; in diesem Falle kann der Einfluß des Seitenstoßes S′ auf die Bewegung des Rades ein bedeutender werden. Divergirt die Platte nach außen, so hat der Seitenstoß S′ das Bestreben, das Rad in demselben Sinne, wie der Parallelstoß S zu drehen, während bei einer Divergenz der Platte nach innen (Fig. 8. Taf. 1) der Seitenstoß S′ der Reactionswirkung zu Hülfe kommt, wodurch im letztern Falle bei derselben Neigung der Platte gegen die Strahlrichtung eine größere Radgeschwindigkeit eintritt als in dem Falle, wenn die Platte nach außen divergirt. Diese Erscheinung fällt bei der folgenden Tabelle VI. sogleich in die Augen.

Während bei einer Neigung der Platte von $66^1/_2{}^0$ gegen die Strahlrichtung noch Bewegung des Rades stattfindet, wenn die Platte nach innen divergirt, zeigt das Rad kein Bestreben zur Bewegung, wenn bei derselben Neigung der Platte die Divergenz nach außen stattfindet. Die Neigung der Fläche gegen die Strahlrichtung, bei welcher bei der Divergenz nach außen die Bewegung des Rades aufhört, läßt sich, wie unten gezeigt werden wird, annähernd durch Rechnung bestimmen.

Die Formel zur Berechnung des theoretischen Wirkungsgrades des Rades für die in Tabelle VI. gemachten Voraussetzungen läßt sich auf folgende Weise entwickeln:

Das statische Moment des Normalstoßes N ist nach der Rechnung auf S. 7

$$Nb = Sa\left(1 \mp \frac{e}{a}\operatorname{cotg}\alpha\right),$$

wobei das obere Vorzeichen für die Divergenz der Platte nach innen, das untere für die Divergenz nach außen gültig ist. — Reducirt man den Normalstoß auf die Mitte der Ausflußöffnung und führt für S seinen oben gegebenen Werth ein, so folgt

$$N' = \left(1 \mp \frac{e}{a}\operatorname{cotg}\alpha\right)\frac{2\sin^2\alpha}{1+\sin^2\alpha}\,\frac{(c-v)}{g}\,Q\gamma,$$

und daher die auf den Stoß verwendete mechanische Arbeit

$$L_{''} = \left(1 \mp \frac{e}{a}\operatorname{cotg}\alpha\right)\frac{2\sin^2\alpha}{1+\sin^2\alpha}\,\frac{(c-v)\,v}{g}\,Q\gamma.$$

Diese Arbeit von der Arbeit der Reaction

$$L_{'} = \frac{(c-v)\,v}{g}\,Q\gamma$$

Tabelle V.

Schiefer Stoß des isolirten Wasserstrahles gegen eine bewegte ebene Fläche.

1. Stellung der Platte	2. Stellungswinkel α	3. Hauptgewicht G (Kilogr.)	4. Gegengewicht G, (Kilogr.)	5. Kraft am Umfang der Trommel $P=0{,}8595+G,-G-0{,}054(G+G,)$ (Kilogramm)	6. Anzahl der Umdrehungen pr. Sekunde n	7. Geschwindigkeit der Last $v,=0{,}201\ n$ (Meter)	8. Effective Leistung Pv, des Rades pr. Sekunde (Meterkilogr.)	9. Radgeschwindigkeit $v=3{,}1416\ n$ (Meter)	10. Geschwindigkeitshöhe $h,=\frac{v^2}{2g}$ (Meter)	11. Wasserquantum pr. Sekunde $Q=3{,}3802\sqrt{h+h,}$ (Kilogramm)	12. Arbeitsvermögen der Wasserkraft Qh (Meterkilogr.)	13. Wirkungsgrad $\eta=\frac{Pv,}{Qh}$	14. Wirkungsgrad $\eta,=\frac{\cos^2\alpha}{1+\sin^2\alpha}\left(\frac{Q}{F}-v\right)\frac{v}{gh}$	15. Differenzen der Wirkungsgrade
Divergent nach oben (Fig. 5. Taf. 1)	$25\frac{1}{2}°$	0	0	0,7815	0,8475	0,1703	0,1331	2,662	0,361	2,949	1,1797	0,123	0,439	+ 0,316
		2	0,6	2,4000	0,7229	0,1403	0,3487	2,271	0,263	2,752	1,1008	0,316	0,434	+ 0,122
		4	1,3	3,8457	0,5063	0,1017	0,3913	1,591	0,129	2,458	0,9833	0,398	0,394	— 0,004
	$45\frac{1}{2}°$	0	0	0,7815	0,3921	0,0787	0,0616	1,232	0,076	2,331	0,9324	0,066	0,165	+ 0,099
		1	0,2	1,7243	0,2777	0,0558	0,0962	0,872	0,049	2,264	0,9058	0,106	0,137	+ 0,031
		2	0,375	2,6127	0,2000	0,0402	0,1050	0,628	0,020	2,191	0,8763	0,120	0,107	— 0,013
	$66\frac{1}{2}°$	0	0	0,7815	0,0714	0,0143	0,0112	0,224	0,002	2,144	0,8578	0,013	0,012	— 0,001
Divergent nach unten (Fig. 6. Taf. 1)	$25\frac{1}{2}°$	0	0	0,7815	0,8537	0,1718	0,1342	2,685	0,367	2,961	1,1844	0,113	0,439	+ 0,326
		2	0,6	2,4000	0,7614	0,1530	0,3673	2,392	0,291	2,811	1,1244	0,326	0,437	+ 0,111
		4	1,5	3,6565	0,6000	0,1206	0,4410	1,885	0,181	2,577	1,0307	0,428	0,417	— 0,011
	$45\frac{1}{2}°$	0	0	0,7815	0,4286	0,0861	0,0673	1,346	0,092	2,372	0,9488	0,071	0,128	+ 0,057
		1	0,2	1,7243	0,4166	0,0837	0,1444	1,309	0,087	2,360	0,9438	0,153	0,130	— 0,023
		2	0,4	2,5891	0,3472	0,0698	0,1807	1,091	0,061	2,294	0,9176	0,197	0,142	— 0,055
	$66\frac{1}{2}°$	0	0	0,7815	0,1227	0,0246	0,0193	0,385	0,008	2,158	0,8633	0,022	0,019	— 0,003

$$S = \frac{2\sin^2\alpha}{1+\sin^2\alpha}\,\frac{c-v}{g}\,Q\gamma$$

nur annähernd richtig ist. Für den Fall, daß die gestoßene Fläche in Ruhe bleibt, stimmt aber die Formel, wie auch schon Bidone gefunden hat, gut mit den Versuchen überein. (S. Tabelle I und II. S. 7.)

Die Weisbach'schen Versuche (Tabelle V und VI.) haben gezeigt, daß auch für den Fall, wenn der Wasserstrahl schief gegen eine bewegte ebene Fläche stößt, vorstehende Formel brauchbar ist, indem die Verbindung dieser Formel mit der für die Wirkung der Reaction des Wassers aufgestellten für die verschiedenen Verhältnisse theoretisch einen Wirkungsgrad des Reactionsrades ergiebt, der mit dem wirklich erhaltenen oder effectiven Wirkungsgrade gut übereinstimmt.

Vorliegende Arbeit wird genügen, die Weisbach'sche Methode, den Stoß des isolirten Wasserstrahles gegen ruhende und bewegte Flächen zu untersuchen, vor Augen zu führen. Eine ausführlichere Darlegung werden die Versuche des Herrn Prof. Weisbach in dessen oben angezeigter Schrift finden.

Ganz vorzüglich eignet sich vorstehende Methode bei Vorträgen über Mechanik an technischen Lehranstalten. Befestigt man verschiedene Flächen vor den beiden Ausflußmündungen eines Modellrades, so läßt sich, wie oben theoretisch nachgewiesen wurde, aus der Bewegung des Rades vor- oder rückwärts, oder aus dessen Stillstand sofort auf das Verhältniß des Wasserstoßes zur Reaction schließen und der Zuhörer erkennt sofort daraus, unter welchen Verhältnissen die Reaction größer oder kleiner als der Wasserstoß ist. Herr Prof. Weisbach benutzt bei seinen Vorlesungen über Mechanik ein derartiges Modellrad, welches die Einrichtung hat, zugleich die mechanische Arbeit des Rades unter den verschiedenen Verhältnissen zu bestimmen. Am obern Zapfen des Modellrades ist nämlich eine Trommel angebracht, an welcher zwei Schnüre befestigt sind, die nach zwei entgegengesetzten Richtungen über Leitrollen gehen und an ihren freien Enden mit Haken, zum Anhängen von Gewichten, versehen sind. Setzt man das Rad durch Beaufschlagung in Bewegung, so bestimmt sich aus der Größe der angehängten Gewichte und aus der Höhe, um welche dieselben in einer gewissen Zeit gehoben werden, annähernd die effective Leistung des Rades. Aus der gleichzeitig beobachteten Umdrehungsanzahl und den Dimensionen des Rades berechnet sich endlich auch nach den oben gegebenen Formeln die theoretische Leistung.

Da jedenfalls mit der Zeit an großen Reactionsrädern Versuche über deren effective Leistung und Wirkungsgrade angestellt werden, so ist es gewiß wünschenswerth, gleichzeitig Stoßversuche nach Weisbach's Methode und daher in größerm Maßstabe, als dies Herrn Prof. Weisbach gestattet war, in Ausführung gebracht zu sehen.

Beschreibung zweier neuen Theodoliten

zum Gebrauche im Ingenieur-, Berg- und Forstwesen.

Von

Prof. J. Weisbach.

Beim unterirdischen Markscheiden, sowie auch bei Vermessungen in Wäldern ist bekanntlich wegen Mangel an freier Aussicht das sogenannte Umfangs- oder Perimeter-, d. i. das Ausmessen zusammenhängender Linien und Winkel, das einzig mögliche Verfahren, um die Lage von Punkten in der Horizontalebene gegen einander auszumitteln. Die Längen der Linien werden hierbei entweder mittels der Meßkette oder, wenn eine größere Genauigkeit verlangt wird, mit Hülfe von Meßstäben gefunden; was aber die Ausmittelung der Richtungen der Linien anlangt, so kommen zwei wesentlich von einander abweichende Methoden zur Anwendung, nämlich

a) mißt man entweder die Winkel, welche je zwei an einander anstoßende Linien oder Seiten des Perimeters mit einander einschließen, unmittelbar oder

b) man beobachtet nur die Winkel, welche diese Linien mit dem als unveränderlich anzusehenden magnetischen Meridian einschließen.

Wäre die Richtung des magnetischen Meridians unveränderlich, wären überhaupt die Beobachtungen der Streichwinkel, d. i. der Winkel, welche andere Linien mit der Magnetrichtung einschließen, schärfer und zuverlässiger, als sie wirklich sind, so würde die zweite Methode, wobei die Richtungen der verschiedenen Seiten des Perimeters auf eine und dieselbe Are bezogen werden, der erstern Methode vorzuziehen sein, da sich hierbei jeder Winkelfehler auf die ganze folgende Messung nur als constanter Linienfehler überträgt, wogegen er sich bei der zweiten Methode als Winkelfehler fortpflanzt, welchem ein mit der Extension der folgenden Seiten wachsender Seitenfehler entspricht.

In den Fig. 11 u. 12 (Taf. 1) wird die Fortpflanzung eines Winkelfehlers bei beiden Methoden veranschaulicht. Es

subtrahirt, giebt endlich, wenn man durch das disponible Arbeitsvermögen $Qh\gamma$ des Wassers dividirt und reducirt, den theoretischen Wirkungsgrad:

$$\eta_1 = \frac{\cos^2\alpha \pm \frac{e}{a}\sin 2\alpha}{1 + \sin^2\alpha}\left(\frac{Q}{F} - v\right)\frac{v}{gh}.$$

Nach dieser Formel sind die theoretischen Wirkungsgrade des Rades in der 14. Columne berechnet worden. Wird für den Fall, daß die Platte nach außen divergirt:

$$\cos^2\alpha = \frac{e}{a}\sin 2\alpha \text{ oder } \operatorname{tang}\alpha = \frac{a}{2e};$$

so wird der Wirkungsgrad $\eta_1 = 0$, d. h. das Rad bewegt sich nicht mehr. Bei den in Rede stehenden Versuchen war $a = 0{,}5$ m und $e = 0{,}132$ m, daher war das Rad in Ruhe, sobald die Platte nach außen divergirte und um einen Winkel gegen die Strahlrichtung geneigt war, der mehr als $62\frac{1}{4}^0$ betrug; dies haben auch die Versuche ergeben.

Auch in nebenstehender Tabelle ist die Uebereinstimmung der theoretischen und effectiven Wirkungsgrade eine erwünschte und nur bei den Versuchen, bei welchen in Folge größerer Geschwindigkeit des Rades der Luftwiderstand bedeutender wird, finden größere Abweichungen statt.

Die nähere Betrachtung und Vergleichung vorstehender Stoßversuche führen zu dem Resultate, daß die für den Wasserstoß aufgestellte Theorie in guter Uebereinstimmung mit der Erfahrung steht, sowohl für den Stoß des Wasserstrahles gegen ruhende als gegen bewegte Flächen. Ist die gestoßene Fläche eine ebene oder eine convexe krumme Fläche, so zeigen sich in den Versuchen nur geringe Abweichungen von der Theorie, während diese Abweichungen etwas größer werden, je größer bei dem Stoße des Wasserstrahles gegen eine concave krumme Fläche die Ablenkung des Strahles von der anfänglichen Richtung ist. Diese letzte Bemerkung geht besonders aus dem Vergleiche der Tabellen III und IV. hervor.

Was endlich den schiefen Stoß des Wasserstrahles gegen eine ebene Fläche betrifft, so ist schon oben erwähnt worden, daß die zur Bestimmung der Größe des Parallelstoßes entwickelte Formel

Tabelle VI.

Schiefer Stoß des isolirten Wasserstrahles gegen eine bewegte ebene Fläche.

1. Stellung der Platte										
2. Stellungswinkel α		Divergent nach außen (Fig. 7. Taf. 1)	$25\frac{1}{2}^0$	45^0	$66\frac{1}{2}^0$	Divergent nach innen (Fig. 8. Taf. 1)	$25\frac{1}{2}^0$	45^0	$66\frac{1}{2}^0$	Stillstand des Reactionsrades.
3. Hauptgewicht G	Kilogr.		0	0	0		0	2	4	
4. Gegengewicht G,	Kilogr.		0	0	0		0	0	0,55	
5. Kraft am Umfang der Trommel $P = 0{,}8595 + G - G_1 + 0{,}054(G + G_1)$	Kilogramm		0,7815	0,7815	0,7815		0,7815	2,3289	3,7088	Stillstand
6. Anzahl der Umdrehungen pr. Sekunde u			0,6154	0,2209	0,1698		1,2270	0,9876	0,8108	0,7815
7. Geschwindigkeit der Last $v_1 = 0{,}201\ u$	Meter		0,1237	0,0444	0,0341		0,2466	0,1985	0,1629	0,1571
8. Effective Leistung Pv_1 des Rades pr. Sekunde	Meterkilogr.		0,0966	0,0347	0,0266		0,1927	0,4923	0,6086	0,6722
9. Radgeschwindigkeit $v = 3{,}1416\ u$	Meter		1,933	0,694	0,533		3,855	3,103	2,547	2,112
10. Geschwindigkeitshöhe $h_1 = \frac{v^2}{2g}$	Meter		0,190	0,024	0,014		0,757	0,491	0,331	0,227
11. Wasserquantum pr. Sekunde $Q = 3{,}3802\sqrt{h + h_1}$	Kilogramm		2,597	2,903	2,176		3,836	3,190	2,889	2,677
12. Arbeitsvermögen der Wasserkraft Qh	Meterkilogr.		1,0880	0,8809	0,8705		1,4645	1,2760	1,1558	1,0709
13. Wirkungsgrad $\eta = \frac{Pv_1}{Qh}$			0,089	0,039	0,080		0,189	0,382	0,522	0,598
14. Wirkungsgrad $\eta_1 = \frac{\cos^2\alpha + \frac{e}{a}\sin 2\alpha}{1 + \sin^2\alpha}\left(\frac{Q}{F} - v\right)\frac{v}{gh}$			0,089	0,038	0,055		0,497	0,541	0,549	0,512
		$\eta_1 = \frac{\cos^2\alpha - \frac{e}{a}\sin 2\alpha}{1 + \sin^2\alpha}\left(\frac{F}{Q} - v\right)\frac{v}{gh}$	0,089	0,038	0,055		0,497	0,541	0,549	0,512
15. Differenzen der Wirkungsgrade			+ 0,000	+ 0,001	+ 0,025		+ 0,865	+ 0,179	+ 0,027	+ 0,214
			+ 0,000	+ 0,001	+ 0,025		+ 0,221	+ 0,014	+ 0,027	+ 0,087

tionen in der Regel viel kleiner sein kann als bei den Arbeiten mit der Boussole und insbesondere mit dem Hängecompaß, so ist daher auch hier die Anzahl der Beobachtungsfehler und also auch der Fehler im Endresultate kleiner als bei der letzteren Meßmethode. Nehmen wir an, daß die Anzahl der Stationen oder Winkelpunkte bei der Theodolitenvermessung nur halb so groß sei als bei der Compaßvermessung, so würde hiernach die ganze Längenausdehnung AF eines Zuges $2 . 60 = 120$ Mal so groß als die mittlere Länge einer Seite AB, BC u. s. w. sein müssen, bevor die Genauigkeit der zweiten Messung der der ersteren gleich käme. Dieser Fall möchte aber selbst bei sehr verkrüppelten und sehr ausgedehnten Grubenbauen nicht leicht vorkommen!

Dagegen haben die Instrumente mit einer Magnetnadel mehrere wesentliche Mängel, wodurch die Genauigkeit und Zuverlässigkeit der Messungen mit Hülfe dieser Instrumente noch besonders herabgezogen wird. Die tägliche Variation in der Richtung der Magnetnadel beträgt im Mittel 9 bis 10 Minuten und steigert sich zuweilen auf 15 Minuten, so daß sie schon an der Orientirboussole bei der Mensel beobachtet werden kann, und die Genauigkeit der Menselaufnahme wesentlich beeinträchtigt, wenn man diese Mensel durch die Orientirboussole orientirt. Nehmen wir statt einer allmäligen Variation von 10 Minuten nur eine unrichtige Orientirung von $\frac{1}{2} . 10 = 5$ Minuten an, so giebt schon, da dem Winkel von 5 Minuten der Bogen 0,0014544 entspricht, eine Längenstreckung von 100 Lachter einen Seitenfehler von $0{,}0014544 . 100 = 0{,}1454$ Lachter. Außerdem kommen aber noch zuweilen, z. B. während der Gewitter, Nordlichter u. s. w., besondere Störungen in der Richtung der Magnetnadel vor, welche auf sehr bedeutende Fehler in der Winkelmessung mit dem Compaß führen können. Durch die Nähe von Eisen, z. B. bei Maschinen, Eisenbahnen u. s. w. und durch eisenhaltige und andere auf die Richtung der Magnetnadel influirende Gebirge wird ferner der Gebrauch der Magnetnadel noch besonders eingeschränkt. Bei den Arbeiten mit der Visirboussole sucht man zwar den Einfluß dieser Störungen dadurch zu beseitigen, daß man die Richtung einer jeden Seite doppelt, nämlich von jedem Stationspunkte aus abnimmt und dann den Umfangswinkel in jedem Stationspunkte durch Subtraction der von diesem Punkte aus beobachteten Streichwinkel von einander bestimmt, allein dann hat man es nur mit derjenigen Meßmethode zu thun, bei welcher die Richtung einer jeden Seite auf die nächstvorhergehende bezogen wird, wobei also jeder Winkel unverändert auf die folgenden Winkel übergeht, so daß hier bei der großen Ungenauigkeit der mittels der Magnetnadel beobachteten Winkel der Seitenfehler in dem Ende der Messung zu einer außerordentlichen Größe anwachsen kann. Aus diesem Grunde sind auch bei markscheiderischen Arbeiten mit dem Hängecompaß bei Anwendung von Kreuzschnüren und beim Gebrauch des Braunsdorf'schen Hängezeuges oft so wenig befriedigende Resultate erzielt worden.

Ein wichtiger Vorzug der Theodolitenmessungen vor den Compaßbeobachtungen besteht noch in der Möglichkeit, die Winkelmessungen nach Belieben repetiren zu können. Um mit Sicherheit und Genauigkeit zu arbeiten, wird man sich bei Theodolitenmessungen nicht mit einer einmaligen Winkelbeobachtung begnügen, sondern man wird diese Beobachtung mindestens doppelt, drei- oder vierfach machen und daher nicht blos den einfachen Winkel, sondern auch ein Vielfaches dieses Winkels ablesen. Dadurch wird nicht allein die Genauigkeit der Winkelbestimmung vielfach vergrößert, sondern es auch fast unmöglich gemacht, daß ein Beobachtungsfehler unbemerkt bleibe. Ein zweimaliges Ablesen der Winkel am Compaß ist hiermit nicht zu vergleichen, da hierdurch die Schärfe der Messung nicht erhöht wird und es auch oft vorkommt, daß sich derselbe Beobachtungsfehler wiederholt.

Ein weiterer Vorzug des Theodoliten vor dem Compaß besteht noch in der Bequemlichkeit und Sicherheit des Ablesens der Winkel an demselben. Während man nach der Beobachtung des Winkels den Theodoliten beliebig und also auch so drehen und beleuchten kann, wie es das bequeme und sichere Ablesen erfordert, muß man bei den Compaß- oder Boussolenbeobachtungen nicht allein die Nähe und das Beisichführen alles Eisens sorgfältig vermeiden und das Zuruhekommen der Magnetnadel abwarten, sondern auch das Ablesen bei unveränderter Lage des Instrumentes vornehmen, so ungünstig auch dieselbe für den Beobachter sein möge.

Die Solidität des Theodoliten im Vergleich zur Boussole und zumal zum Hängecompaß ist endlich noch ein sehr beachtungswerther Vorzug des ersteren Instruments vor dem letzteren. Wie störend ist z. B. das gar nicht selten vorkommende Faulwerden der Magnetnadel, welches entweder aus dem Verluste an magnetischer Richtkraft der Nadel oder aus dem Stumpfwerden des Stiftes oder der Höhlung des Nadelhütchens hervorgeht.

Der Verfasser wird in einem zweiten Hefte seiner neuen Markscheidekunst den im Vorstehenden zur Sprache gebrachten Gegenstand ausführlicher bearbeiten und bittet das hier Gesagte nur als eine Einleitung zu folgender Beschreibung zweier kleinen Theodoliten anzusehen, welche in der neuesten Zeit aus dem Atelier unserer sehr verdienstvollen Bergmechaniker Lingke sen. und jun., den Wünschen des Verfassers ganz entsprechend, hervorgegangen sind.

Beide in Figur 9 und 10 (Tafel 1) monodimetrisch abgebildete Theodoliten sind fast von gleicher Größe und haben einen Horizontalkreis von nur $4\frac{1}{2}$ Zoll Durchmesser. Die Haupteintheilung eines solchen Kreises geht bis auf Drittel-

ist in beiden Figuren ABCDEF der ausgemessene Perimeter, AN die Mittags- und AO die Ostlinie, auch wird vorausgesetzt, daß in beiden Messungen ein und derselbe Winkelfehler $BAB_1 = \delta$ enthalten sei. Ist die Größe der Linie $AB = a$ und die Abweichung NAB dieser Linie von der Mittagslinie, d. i. der sogenannten Azimuthal- oder Streichwinkel $= \alpha$, so hat man die Abscisse des Punktes B:

$$x_1 = AK = AB\cos BAK = a\cos\alpha,$$

und die Ordinate desselben

$$y_1 = AL = BK = AB\sin BAK = a\sin\alpha.$$

Wegen des Winkelfehlers ist aber statt α, $\alpha + \delta$ einzusetzen, und man hat hiernach die neue Abscisse von B

$$AK_1 = AB_1\cos B_1AK_1 = a\cos(\alpha + \delta),$$

und die neue oder corrigirte Ordinate

$$AL_1 = B_1K_1 = AB_1\sin B_1AK_1 = a\sin(\alpha + \delta).$$

Ist der Beobachtungsfehler δ klein, so kann man

$$\sin\delta = \delta \text{ und } \cos\delta = 1, \text{ daher}$$

$$AK_1 = a(\cos\alpha\cos\delta - \sin\alpha\sin\delta) = a(\cos\alpha - \sin\alpha\,.\,\delta) = x_1 - \delta y_1, \text{ sowie}$$

$$AL_1 = a(\sin\alpha\cos\delta + \cos\alpha\sin\delta) = a(\sin\alpha + \cos\alpha\,.\,\delta) = y_1 + \delta x_1$$

setzen, und es folgt hiernach der Fehler in der Abscisse $\xi_1 = AK_1 - AK = -\delta y_1$,

so wie der in der Ordinate

$$v_1 = AL_1 - AL = \delta x_1.$$

Giebt man δ in Sekunden, so hat man

$$\xi_1 = -\frac{\delta y_1}{206265} \text{ und}$$

$$v_1 = \frac{\delta x_1}{206265}.$$

Diese Fehler ξ_1 und v_1 bleiben für den ganzen nachfolgenden Zug oder Perimeter BCDEF Fig. 11, unverändert, wenn die Richtungen der folgenden Seiten BC, CD, DE und EF mit Hülfe der Magnetnadel, also unabhängig von der mit dem Fehler δ behafteten Richtung der Seite AB bestimmt sind. Sind daher die gefundenen Coordinaten des Endpunktes F des ganzen Zuges

$$AM = x_1 + x_2 + x_3 + \ldots = x \text{ und}$$

$$AW = MF = y_1 + y_2 + y_3 + \ldots = y,$$

so hat man die wegen des Winkelfehlers δ corrigirten Werthe derselben: $AM_1 = x - \delta.y$, und

$$AW_1 = M_1F_1 = y + \delta x_1.$$

Ganz anders ist aber das Verhältniß, wenn die Richtung einer jeden Seite des Zuges ABCDEF Fig. 12, auf die vorhergehende Seite bezogen wird, wenn also, wie z. B. beim Theodoliten, die Umfangswinkel ABC, BCD, CDE u. s. w. gemessen werden. Der Winkelfehler $BAB_1 = \delta$ der Seite AB geht als solcher auch auf die Seiten BC, CD, DE u. s. w. über, so daß in Folge dessen der Endpunkt F des ganzen Zuges um denselben Winkel $FAF_1 = \delta$ verdreht wird. Bezeichnen wir wieder die gefundenen Coordinaten des Endpunktes F der ganzen Messung AM und AW durch x und y, so haben wir daher die Correctionen derselben

$FQ = -\delta y$ und $F_1Q = \delta x$ und folglich die corrigirten Werthe derselben:

$AM_1 = x - \delta y$ und

$AW_1 = y - \delta x$ zu setzen.

Während also bei der Winkelmessung mit Hülfe der Boussole oder des Compasses die Fehler in den Coordinaten des Endpunktes der Messung nur den Projectionen x_1 und y_1 der Seite, deren Richtung mit einem gewissen Winkelfehler behaftet ist, proportional sind, wachsen dagegen bei den Winkelmessungen mit dem Theodoliten u. s. w. diese Fehler wie die Coordinaten x und y des Endpunktes des ganzen Zuges, fallen also um so größer aus, je weiter sich die Extension desselben erstreckt. Dieser nicht abzuleugnende Vorzug der Winkelmessungen mit Hülfe der Magnetnadel vor den Winkelmessungen ohne Orientirung, z. B. mit Hülfe des Theodoliten, wird aber durch andere Mängel der Boussolen- oder Compaßbeobachtungen so weit herabgezogen, daß in der Regel den Messungen mit dem Theodoliten in Hinsicht auf Sicherheit, Zuverlässigkeit, Genauigkeit und sogar in Hinsicht auf Bequemlichkeit der Vorzug vor den Boussolen- und zumal vor den Hängecompaßarbeiten zugestanden werden muß.

Schon bei einem Repetitionstheodoliten von mäßiger Größe lassen sich die Winkel mindestens 20 Mal so genau als bei der Boussole und 40 Mal so genau als beim Hängecompasse ablesen, es ist also im Mittel der mögliche Richtungsfehler δ einer Linie bei der Beobachtung an den Instrumenten mit Magnetnadel 30 Mal so groß als bei der Messung mit dem Theodoliten. Wenn sich daher auch der Winkelfehler $BAB_1 = \delta$ bei der Winkelmessung mit dem Theodoliten durch den ganzen folgenden Zug fortpflanzt, so muß doch die geradlinige Erstreckung AF dieses Zuges 30 Mal so groß sein als die Länge der Linie AB_1, deren Richtung mit diesem Fehler behaftet ist, bevor der Seitenfehler $FF_1 = \delta.AF$ in dem Endpunkte F des ganzen Zuges so groß ausfällt als bei der Messung der Winkel mit Hülfe der Magnetnadel. Berücksichtigt man aber noch, daß auch bei der Messung der folgenden Winkel ein Fehler $\pm\,\delta$ begangen werden kann, und daß die diesen Fehlern entsprechenden Abstände BF_1 CF u. s. w. von dem Endpunkte immer kleiner und kleiner werden, je näher man diesem Punkte kommt, so folgt, daß unter übrigens gleichen Verhältnissen die Längenerstreckung AF des ganzen Zuges $2.30 = 60$ Mal so groß sein muß als die mittlere Länge einer einzelnen Seite, bevor die Genauigkeit die Theodolitenarbeit von der der Boussolen- oder Compaßarbeiten erreicht wird.

Bei der vorstehenden Untersuchung haben wir vorausgesetzt, daß die Stationspunkte und folglich auch die Anzahl der Stationen bei beiden Vermessungen dieselben seien; da nun aber bei den Theodolitenarbeiten die Anzahl der Sta-

weise hierbei vorkommende Verrückung der optischen Are des Fernrohres unschädlich zu machen, muß sowohl die Beobachtung der Inderlinie mit angeschobenem zweiten Objective, als auch die Beobachtung des entfernten Objectes ohne ein solches Objectiv doppelt, und zwar jede zweite Beobachtung nach Umkippung des Fernrohres und Umdrehung der Alhidade vollzogen und aus den Angaben je zwei solcher Beobachtungen das Mittel genommen werden.

Da es ferner noch möglich ist, daß die magnetische Are einer Magnetnadel nicht genau durch die Spitzen derselben geht, so habe ich ferner zu diesem Magnettheodoliten noch eine besondere Nadel anfertigen lassen, bei welcher das Hütchen zum Aus- und Einschrauben eingerichtet ist, so daß es sowohl auf der einen, als auch von der andern Seite der Nadel in dieselbe eingeschraubt werden kann. Dadurch ist man in den Stand gesetzt, auch bei umgekehrter Nadel Beobachtungen anzustellen, wobei die etwaige Abweichung auf die entgegengesetzte Seite kommt. Nimmt man daher aus beiden Beobachtungen das Mittel, so erhält man dadurch die wahre Richtung des magnetischen Meridians.

Der in Fig. 10 abgebildete Theodolit ist mit Ausnahme des Magnetnadelgehäuses ebenso gebaut, wie der Magnettheodolit in Fig. 9. Nur hat derselbe außer einem centrisch zwischen den Trägern liegenden Fernrohre wie bei den Theodoliten in Fig. 9 noch ein excentrisches Fernrohr GG, welches statt des erstern eingelegt wird, wenn es darauf ankommt, Beobachtungen bei großen Elevationen oder Depressionen anzustellen. Dieses Fernrohr greift nicht allein über den Horizontalkreis DD, sondern über die Füße des Dreifußes weg, so daß es möglich ist, dasselbe um seine Drehungsare rund herum zu drehen, und daher selbst vertikal ab- und aufwärts zu richten. Man kann dann mit diesem Instrumente in unserer Breite bequem noch den Polarstern anvisiren, und dadurch den wahren Meridian des Standpunktes bestimmen, und ebenso läßt sich hiermit ohne Schwierigkeit bei jeder Neigung in Schächten hinab visiren, wie es bei unterirdischen Markscheidearbeiten unumgänglich nothwendig ist. Mit etwas mehr Unbequemlichkeit und Schwierigkeit ist das Visiren von unten nach oben bei starken Elevationswinkeln verbunden. In diesem Falle ist man zuweilen genöthigt, einen kleinen Spiegel an das Ocular des Fernrohres zu halten, und das Zusammenfallen des Fadenkreuzes mit dem invisirten Objecte in diesem Spiegel zu beobachten.

Bei Beobachtungen mit dem excentrischen Fernrohre erhält man bekanntlich nur dann den richtigen Horizontalwinkel, wenn die beiden anvisirten Objecte gleich weit entfernt sind von dem Instrumente. Ist aber das eine Object näher als das andere, so muß man entweder an dem beobachteten Winkel eine Correction anbringen, oder man wiederholt die Beobachtung bei umgeschlagenem Fernrohre und bei umgedrehter Alhidade. Das Mittel aus den beiden Beobachtungen giebt den wahren Werth des gesuchten Horizontalwinkels. Bei großen Neigungswinkeln läßt sich ohne Verrückung des Instrumentes das Umschlagen des Fernrohres nicht bewerkstelligen, da hier der Stativkopf in den Weg tritt; es ist daher hier eine Reduction des beobachteten Winkels auf die Centralare des Instrumentes unerläßlich. Ist e die Excentricität oder der Horizontalabstand der optischen Are des Fernrohres von der vertikalen Centralare des Instrumentes, und d die Entfernung des anvisirten Objectes vom Instrumente, so hat man die Correction des beobachteten Horizontalwinkels

$$\varphi = 206265'' \frac{e}{d}.$$

Beobachtet man dasselbe Object bei umgeschlagenem Fernrohre, so fällt diese Abweichung

$$\varphi = -206265'' \frac{e}{d} \text{ aus.}$$

Um daher den constanten Coefficienten 206265″ e auch ohne Messung der Excentricität e zu ermitteln, hat man nur die beiden beobachteten Winkelwerthe von einander zu subtrahiren, da man dadurch den doppelten Werth der Correction erhält, so ist dieselbe nur noch durch $\frac{d}{2}$ zu multipliciren, um 206265″ e zu finden.

Sind dann bei andern Messungen die Entfernungen der beiden Objecte vom Instrumente d_1 und d_2, so hat man die entsprechende Correction

$$\varphi = 206265'' \, e \left(\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_2}\right).$$

Auf der Drehungsare des Fernrohres sitzt noch ein Vertikalkreis NN fest, an welchem sich mittels eines an einem Fernrohrträger angebrachten Verniers N die Vertikalwinkel beobachten lassen. Dieser Vertikalkreis ist ebenfalls in Drittelgrade eingetheilt, während der Vernier die einzelnen Minuten anzeigt. Ist dieser Kreis mit einem Excentricitätsfehler behaftet, so macht man sich durch die Wiederholung der Beobachtung bei umgeschlagenem Fernrohre von demselben ebenfalls unabhängig, obgleich das Instrument nur einen Vernier hat. Es lassen sich jedoch auch zwei Verniers anbringen, wodurch der Fehler der Excentricität mit einer Beobachtung beseitigt werden kann. Ueber den Gebrauch dieser Instrumente beim unterirdischen Markscheiden wird der Verfasser in dem zweiten Hefte seiner neuen Markscheidekunst ausführlich handeln. Nur möge noch bemerkt werden, daß man sich durch Beobachtung der Streichwinkel einiger Seiten des Zuges mit Hülfe einer guten Boussole oder mittels des Magnettheodoliten leicht noch eine Controle in der Messung der Umfangswinkel verschaffen kann.

Die beschriebenen Instrumente gehen aus dem mechanischen Atelier der Herren Lingke in Freiberg von ausgezeichneter Güte hervor, und es ist auch der Preis eines solchen Instrumentes von 100 Thalern nur ein sehr mäßiger.

grade oder je zwanzig Minuten, und jede der beiden Nonien enthält 19 Theile dieser Eintheilung in 20 Theile getheilt, giebt folglich Zwanzigtel der Haupteintheilung, d. i. einzelne Minuten an, jedoch kann man an derselben noch leidlich halbe Minuten abschätzen.

Der wesentliche Unterschied zwischen beiden Instrumenten besteht darin, daß der erste Theodolit (Fig. 9) mit einer Magnetnadel versehen ist, welche in einem Gehäuse A spielt, das auf der Alhidade und zwar zwischen den Trägern des Fernrohres befestigt ist. Um das freie Einspielen dieser Magnetnadel nicht zu stören, muß natürlich an diesem Instrumente alles Eisen vermieden werden, weshalb denn auch hier die Aren, Federn, Schrauben u. s. w. nicht aus Stahl, sondern aus Argentan und Messing bestehen. Dadurch wird allerdings das Instrument etwas theurer und verliert auch etwas an seiner Dauerhaftigkeit. An dem hierzu nöthigen Stative oder mindestens an dem Kopfe desselben ist natürlich ebenfalls alles Eisen zu vermeiden. Das Magnetnadelgehäuse ist nicht mit einer Eintheilung versehen, sondern es enthält dasselbe nur eine einzige Inderlinie und hat deshalb auch nur die Form eines länglichen Kästchens. Um das Einspielen der Nadel auf dem Inder möglichst scharf beobachten zu können, ist für jede Nadelspitze eine Loupe B mit dem Magnetnadelgehäuse verbunden.

Die Beobachtung eines Winkels mit Hülfe dieses Magnettheodoliten wird auf folgende Weise vorgenommen. Zuerst stellt man mit Hülfe der Stellschraube C die Alhidade auf Null der Eintheilung des Hauptkreises DD und dann dreht man den letzteren sammt der Alhidade, dem Magnetnadelgehäuse u. s. w. mit der Hand so weit herum, bis die nun frei gemachte Nadel mit der einen Spitze auf dem einen Ende der Inderlinie einspielt. Nun stellt man diesen Hauptkreis mittels der Preßschraube E fest und bewirkt durch Drehung der Stellschraube F das genaue Einspielen der Nadel, worauf dieselbe arretirt wird. Nach diesem löst man die Alhidade vom Hauptkreise und dreht dieselbe so weit herum, bis das Object, dessen Abweichung vom magnetischen Meridiane bestimmt werden soll, nahe vom Fadenkreuze im Fernrohre GG gedeckt wird. Das Fehlende wird nach Anziehung der Preßschraube H durch die Stellschraube C nachgebracht. Jetzt läßt sich der gesuchte Azimuthal- oder Streichwinkel mittels der Loupen K,K an den Vernieren L,L der Alhidade ablesen.

Ein Hauptvortheil dieser Einrichtung besteht darin, daß man nun die Messung desselben Winkels nach Belieben repetiren kann. Zu diesem Zwecke führt man den Hauptkreis wieder so weit zurück, bis die wieder frei gemachte Magnetnadel vom Neuen auf ihrer Inderlinie einspielt und dreht nachher die Alhidade so weit herum, bis auch das Fernrohr wieder nach dem Objecte gerichtet ist. In dem nun abzulesenden Winkel erhält man das Doppelte des gesuchten Azimuths, und wenn man diese Operation noch öfters wiederholt, findet man so das Dreifache, Vierfache u. s. w. desselben. Je nachdem man so zwei, drei oder vier Mal repetirt hat, muß man also die letzte Ablesung durch 2, 3 oder 4 dividiren, um den nun allerdings genauer bestimmten Werth des gesuchten Horizontalwinkels zu erhalten. Wegen dieser Einrichtung ist der Magnettheodolit einer Boussole mit Fernrohr vorzuziehen, welche eine Repetition oder vielmehr Multiplication der Winkelbeobachtungen nicht gestattet. Uebrigens läßt sich dieses Instrument wie jeder andere Theodolit gebrauchen, denn läßt man die Magnetnadel arretirt und richtet man erst durch Drehung und Einstellung des Hauptkreises das Fernrohr nach einem Objecte und dann durch Drehung und Einstellung der Alhidade dasselbe nach dem zweiten Objecte, so geben, wie gewöhnlich, die beiden Nonien der Alhidade den Horizontalwinkel zwischen diesen beiden Objecten an. Damit dieses Instrument die richtigen Winkel angebe, welche die Visirlinien mit dem magnetischen Meridiane einschließen, ist nöthig, daß die Visirlinie oder optische Are des Fernrohres mit der Inderlinie der Magnetnadel in einer und derselben Vertikalebene liege, oder daß wenigstens der Collimationsfehler, d. i. der Winkel, um welchen die Inderlinie von der Visirebene des Fernrohres abweicht, bekannt sei. Um das Instrument in Hinsicht auf diesen Fehler zu prüfen, nimmt man den Glasdeckel von dem Nadelgehäuse und die Nadel selbst von ihrem Stifte ab und dreht das Instrument so, daß die Spitze des Stiftes und die beiden Inderstriche von dem Fadenkreuze eines um etwa 5 Fuß entfernt vom Instrumente aufgestellten Fernrohres beim Kippen desselben getroffen werden und sieht nun zu, ob hierbei dieses Fernrohr nach demselben Objecte in größerer Entfernung gerichtet ist wie das Fernrohr des Magnettheodoliten. Ist dies nicht der Fall, so hat das Instrument einen Collimationsfehler und derselbe wird gefunden, wenn man zusieht, wieviel die Alhidade dieses Instrumentes zu drehen ist, um das Fernrohr desselben nach dem Objecte zu richten, auf welches das erste Fernrohr bereits eingestellt ist. Dieser Drehungswinkel ist der gesuchte Collimationsfehler, also der Fehler, um welchen jede Winkelmessung zu corrigiren ist, wenn es darauf ankommt, die richtigen Streich- oder Azimuthalwinkel in Hinsicht auf die Richtung des Magnetes zu finden.

Anstatt eines besonderen Fernrohres zum Anvisiren der Inderlinie kann man sich mit Vortheil einer Kippregel oder eines zweiten Theodoliten bedienen. Da es aber unmöglich ist, durch ein gewöhnliches Fernrohr nahe Gegenstände mit Deutlichkeit zu sehen, so muß man noch ein zweites Objectivglas von großer Brennweite an das Fernrohr dieses Instrumentes schieben, durch welche die divergent auffallenden Lichtstrahlen so gebrochen werden, daß sie nahe parallel, also so in das Hauptobjectiv des Fernrohres gelangen, als wenn sie von einem entfernten Objecte kämen. Um die möglicher-

Graphische Tabelle über die relative Festigkeit.

Von

Kunstmeister K. R. Bornemann.

Es ist zwar in dieser Zeitschrift schon mehrmals auf die große Bequemlichkeit und Nützlichkeit der graphischen Tabellen hingewiesen worden, es ist auch bereits von mir im 1. Bande eine solche Tabelle über den Ausfluß des Wassers durch Röhren, im 2. eine andere zur Berechnung von Riemenvorgelegen, eine dritte über die Stärke gußeiserner Radzähne gegeben worden, um aber noch mehr Beispiele von deren Anwendbarkeit vorzulegen, möge es erlaubt sein, auf Tafel 2 die relative Festigkeit zu behandeln.

Vor dem Entwurf dieser Tabelle war es natürlich erforderlich, geeignete Coefficienten aufzusuchen, aber bei den so überaus verschiedenen Angaben der Lehrbücher ist dies in der That keine leichte Aufgabe.

Vergleicht man z. B. die Werthe von K, welche in der allgemeinen Formel

$$Pl = 4K. \frac{a^3}{6} \ldots . (1)$$

für quadratische Wellen oder Balken bei Salzenberg und Weisbach Anwendung gefunden haben, so findet man angegeben

bei Salzenberg		Weisbach
K = 78	oder 39	100 für Holz,
960	480	850 „ Gußeisen,
1170	585	700 „ Schmiedeeisen,

wo von den Salzenberg'schen Zahlen die kleinere für solche Wellen gilt, welche Stößen ausgesetzt sind, überhaupt aber die Längen in rheinischen Fußen, die Querschnittsdimensionen in Zollen und die Gewichte in Pfunden gegeben sind.

Die Differenzen sind sehr wesentlich, ja die Zahlenwerthe stehen nicht einmal in gleichem Verhältniß zu einander, indem bei Salzenberg das Schmiedeeisen schwächere, bei Weisbach stärkere Wellen als das Gußeisen nöthig macht.

Nicht besser stimmen die Coefficienten, welche bei diesen beiden Mechanikern in der Formel über die nach der Durchbiegung zu berechnenden Wellen fungiren.

Schreibt man diese Formel für quadratischen Querschnitt

$$a^4 = T. Pl^2 \ldots . (2),$$

so setzt Salzenberg	Weisbach
T = 0,03	0,006 für Holz,
0,003	0,001 „ Gußeisen,
0,002	0,0006 „ Schmiedeeisen,

so daß erstere Werthe 3 bis 5 mal so groß sind als letztere. Diese große Differenz rührt davon her, daß Salzenberg nach Buchanan blos eine Einbiegung von $\frac{1}{1440}$ der Wellenlänge, Weisbach nach Gerstner eine Einbiegung von $\frac{1}{480}$ bis $\frac{1}{288}$ zulässig erachtet.

Eine bessere Uebereinstimmung herrscht zwischen den Angaben über die Torsionsfestigkeit; es wird nämlich in der Formel

$$Pa = t. \frac{\alpha b^4}{l} \ldots . (3),$$

wo a den Halbmesser, an welchem die Kraft P wirkt, in Zollen, l die Länge, b die Seite des Quadrats ebenfalls in Zollen und α den Torsionswinkel in Graden bedeutet,

von Salzenberg		Weisbach
angegeben t =	341	1650 für Holz,
	17076	15600 „ Gußeisen,
	25800	27500 „ Schmiedeeisen,

und in der Formel über das Abdrehen, welche sich schreiben läßt

$$Pa = t, b^3. \ldots . (4)$$

giebt Salzenberg	Weisbach
$t_, =$ 46,8	190 für Holz,
2076	1900 für Guß- und Schmiedeeisen.

Die große Differenz in den Coefficienten über die Torsionsfestigkeit des Holzes abgerechnet, stimmen diese Werthe befriedigend.

Für den Praktiker sind diese Differenzen nicht gleichgültig, da er selten Zeit und Gelegenheit haben wird, nach deren Ursachen zu forschen und sich eine eigne Ueberzeugung zu bilden. Greift er der Sicherheit wegen nach denjenigen Werthen, welche die stärksten Dimensionen versprechen, so weiß er nicht, ob er sich nicht Verschwendung vorzuwerfen hat, wählt er der Billigkeit halber die schwächeren Dimensionen, so muß ihm für die Haltbarkeit bangen.

Auch sind diese Befürchtungen nicht ganz unbegründet, denn in dem Falle, wo die Coefficienten um das Vierfache differiren, werden sich die Querschnittsdimensionen um das $\sqrt[4]{4} = 1{,}414$ bis $\sqrt[3]{4} = 1{,}587$ fache, also um circa die Hälfte erhöhen, noch nachtheiliger ist aber das Mißtrauen, welches man in solche Formeln setzt, wenn man darüber so weit differirende Angaben findet.

Worin liegen nun diese Abweichungen? Meist wohl darin, daß diese Coefficienten nach den Bruchbelastungen

bestimmt sind, also nach Grenzwerthen, welche jenseits derjenigen Grenzen liegen, innerhalb welcher eigentlich die Theorie nur Anwendung finden kann.

Denn die Theorie setzt bei ihren Untersuchungen voraus, daß die Elasticität der Fasern weit länger unverändert bleibe, als es die Erfahrung lehrt. Schon bei sehr geringen Ausdehnungen und Zusammenpressungen verändert sich dieselbe und die Widerstandsfähigkeit wird geschwächt.

Geht man von der zulässigen Ausdehnung der Fasern aus, statt, wie gewöhnlich, deren Bruchgewicht zu Grunde zu legen und eine beliebige Sicherheit zu geben, so muß man wohl auf zuverlässigere Werthe gelangen. Im Folgenden gebe ich die Formeln, welche unter dieser Voraussetzung von Combes in seinem Traité de l'Exploitation des Mines. Band I. aufgestellt worden sind.

Die Ausdehnung der von der neutralen Are am weitesten abstehenden Faser e des an einem Ende eingespannten prismatischen Balkens von der Länge l unter dem Gewichte P wird gegeben durch

$$\frac{e}{WE} Pl,$$

wo WE das Biegungsmoment bedeutet, und wenn man dies der zulässigen Ausdehnung pro Längeneinheit $= \alpha$ gleichsetzt, so hat man

$$P = \frac{W\alpha}{el} E \text{ als zulässiges Gewicht,}$$

$$f = \frac{l^2\alpha}{3e} \text{ als zulässige Einbiegung.}$$

Bei dem an beiden Enden frei aufruhenden Balken wird in obiger Formel $\frac{P}{2}$ aus P, $\frac{l}{2}$ aus l folglich

$$P = 4 . \frac{W\alpha}{el} E \ldots . \quad (5)$$

$$f = \frac{l^2\alpha}{12e} \ldots . \quad (6).$$

Die Werthe von α sind allerdings noch nicht genügend ermittelt, ja die neueren Versuche scheinen sogar zu beweisen, daß es gar keine Elasticitätsgrenze gebe, daß vielmehr schon bei sehr geringen Belastungen bleibende Ausdehnungen und Verminderungen des Elasticitätsmodulus eintreten*), — doch kann man wohl

für Holz $= 0{,}00117$ nach Ardant,
„ Gußeisen $0{,}0003$ „ Hodgkinson,
„ Schmiedeeisen $0{,}0006$ „ Duleau

setzen und die Elasticitätsmodeln E für Metermaaß annehmen zu

1000000000 für Holz,
11165000000 „ Gußeisen,
20000000000 „ Schmiedeeisen,

so daß dann die Werthe von αE sein würden

bei Holz 1170000,
„ Gußeisen 3300000,
„ Schmiedeeisen 12000000,

wovon man jedoch, da dies die Werthe an der Grenze der Elasticität sind, wohl nur die Hälfte anwenden darf, um zugleich mit für den Einfluß von Stößen gedeckt zu sein; für Holz und Schmiedeeisen setzen wir blos ein Drittheil und erhalten also

für Holz 390000
„ Gußeisen 1650000 } (7).
„ Schmiedeeisen 4000000

Giebt man nun die Querschnittsdimensionen in Centimetern, so wird in Formel (1)

$K = 0{,}39$ für Holz,
$1{,}65$ „ Gußeisen, } (7^b)
4 „ Schmiedeeisen

oder zur Parallelisirung mit obigen Angaben auf preußisches Maaßsystem umgerechnet

$K = 48$ für Holz,
200 „ Gußeisen, } (8).
488 „ Schmiedeeisen

In Bezug auf die Durchbiegung muß allerdings das Bedürfniß nach Steifheit entscheiden. Die Formel (6) würde geben

$$\frac{f}{l} = \frac{l}{e} \cdot \frac{\alpha}{12},$$

woraus sich für ein Verhältniß $\frac{l}{e}$ der Länge zum Halbmesser von

$\frac{l}{e} =$	10	20	30	
ergäbe $\frac{f}{l} =$	0,00032	0,00064	0,00096	für Holz,
	0,00012	0,00024	0,00036	für Gußeisen,
	0,00017	0,00034	0,00051	für Schmiedeeisen.

Bei dem mittlern Verhältniß, wo die Welle den zehnfachen Durchmesser zur Länge hat, ist also selbst der höchste Werth noch nicht halb so groß, als der von Buchanan angenommene, so daß die Werthe (7) oder (8) reichliche Steifigkeit geben.

Für gußeiserne hohle Wellen legt man wohl am sichersten die Versuche von Hosking*) mit Röhren zu Grunde, aus welchen sich

$E = 7528000000$ und
$\alpha = 0{,}00038$

ergiebt, so daß man, wenn man nur die Hälfte von α in Rechnung bringt, setzen kann

$\alpha E = 1450000$ oder pro Quadratcentimeter
$\alpha E = 1{,}45$, und endlich

$$P = 0{,}57 \frac{d^4 - d_1^4}{d . l} \ldots . \quad (9).$$

*) Vergl. Anmerkung 1.

*) Vergl. Annales des Mines. 4 ser. tom. XX. 1851. p. 479 und Anmerkung 2.

Für gußeiserne Träger in ⊥ Form kann man ebenfalls Versuche von Hodgkinson benutzen, welche, wenn man, im Anschluß an die von ihm aufgefundene zweckmäßigste Form, der obern Flansche

die Stärke a und Breite 8a,

der Mittelribbe

die Stärke a und Höhe 14a,

der untern Flansche

die Stärke 2,25a und Breite 22,5a

giebt, auf die Formel

$$P = 3000 \cdot \frac{a^3}{l} \quad \ldots . \quad (10)$$

führen, denn es ergiebt sich aus diesen Versuchen

$$E = 9350000000$$

und setzt man wieder $\frac{\alpha}{2} = 0{,}00015$ ein, so hat man, da nach obigen Verhältnissen der Abstand der neutralen Are von der converen Oberfläche*) $e = 4{,}4a$, das Biegungsmoment aber $WE = 2347 a^4 E$ ist,

$$P = 4 \cdot 1{,}4 \, \frac{2347}{4{,}4 \cdot l} a^3 = 3000 \, \frac{a^3}{l}.$$

Die zahlreichen Versuche Fairbairn's über schmiedeeiserne Röhrenträger, welche dem deutschen Publicum durch Galle im Anhange zu v. Weber's Uebersetzung von Tate's „Festigkeit eiserner Balken und Träger" mitgetheilt worden sind, müssen bei Berechnung solcher Träger zu Grunde gelegt werden. Leider stößt man aber bei der Berechnung dieser Versuche auf sehr große Abweichungen**) von der Theorie, welche theils in der Schwierigkeit genietete Röhren von gleicher Güte der Nietung zu erlangen, theils in Unvollständigkeit der Angaben, vielleicht auch in Mängeln der Theorie ihren Grund haben mögen.

Da sich weder kreisrunde noch elliptische Röhrenträger günstig erwiesen, so braucht man blos die rectangulären in nähere Betrachtung zu ziehen, die sich auch der Theorie noch so ziemlich anschließen.

Man findet, daß für die zusammengedrückte Faserschicht eine Zusammendrückung um 0,0006 der ursprünglichen Länge zulässig ist und erhält aus den Einbiegungen

$$E = 25316000000.$$

Nimmt man demgemäß $\alpha E = \frac{1}{2} \cdot 0{,}0006 \cdot 25316 = 7{,}5$ und führt für solche Röhrenträger die von Fairbairn angewandten Verhältnisse ein, wo die concav gebogene Seite ungefähr fünfmal, die concave Bodenseite zweimal so stark war als die Seitenwände, so erhält man für einen Träger, dessen Höhe b der achtfachen Breite gleich ist

$$Pl = 25{,}5 \cdot b^2 s \quad \ldots . \quad (11),$$

da der Abstand der neutralen Are von der concaven Seite*) annähernd = 0,435 b und das Biegungsmoment $WE = 0{,}373 \, b^3 s E$ gefunden wird, wenn s die Stärke der Seitenwände, 2s also diejenige des Bodens und 5s diejenige der Decke bedeutet. Setzt man endlich noch die Wandstärke $s = \frac{1}{128} b$, ungefähr wie bei den Versuchsröhren, so wird noch einfacher

$$Pl = 0{,}2 \, b^3 \quad \ldots . \quad (12),$$

wo die Querschnittsdimensionen in Centimetern gegeben sind, die Länge in Metern und das Gewicht in Kilogrammen.

Für solche Träger endlich, bei denen die Ober- und Unterseite durch Zellen verstärkt ist, dergleichen für die Röhrenbrücken in Anwendung gekommen sind, kann man ebenfalls die Ergebnisse der großartigen Versuche mit den in 1/6 der natürlichen Größe ausgeführten Proberöhren zu der Brücke über die Menai-street zu Grunde legen, über welche ebenfalls in der citirten Schrift von v. Weber ausführlich referirt wird. Da aber bei solchen Röhren der Einfluß der Seitenwände ganz verschwinden muß, so kann man dieselben wohl außer Berücksichtigung lassen und einfach folgende Näherungsformeln aufstellen. Nennt man q den Querschnitt der Decke, q_1 denjenigen des Bodens, b die Höhe, so hat man den Abstand h der neutralen Achse von dem Boden gegeben durch

$$q_1 h = q \, (b - h) \text{ oder } h = \frac{q}{q + q_1} \cdot b$$

oder das Biegungsmoment

$$WE = (q_1 h^2 + q \, (b - h)^2) E \text{ oder}$$

$$W = \frac{q \, q_1}{q + q_1} \, b^2 \quad \ldots . \quad (13).$$

Bei den Proberöhren war die Decke q zwei bis dreimal so stark als der Boden q_1, so daß Letzterer zu reißen pflegte. Demgemäß hat man

$\frac{W}{e} = \frac{q \, q_1}{q + q_1} \, b^2 : \frac{q}{q + q_1} \, b$ zu setzen oder $\frac{W}{e} = q_1 \, b$,

so daß die Bruchgewichte bei gleicher Länge und Höhe den Querschnitten des Bodens proportional sein müssen.

Dieser Näherungsformel schließen sich auch die Versuche ziemlich an**); und es ergiebt sich der sehr niedrige, aber directen Versuchen über die Festigkeit genieteter Bleche***) entsprechende Elasticitätsmodulus

$$E = 14276000000$$

und als zulässige Grenze der Ausdehnung

$$\alpha = 0{,}0003,$$

so daß man für Centimeter zu setzen hat

$$\alpha E = 1/2 \cdot 4{,}28 = 2{,}14$$

und schließlich die Formel erhält

*) Anmerkung 3.
**) Anmerkung 4.

*) Anmerkung 5.
**) Anmerkung 6.
***) Anmerkung 7.

$$Pl = 8{,}56 \cdot q_1 b \ldots . \quad (14)$$

oder wenn man q_1 nach den Verhältnissen der Proberöhren gleich $\frac{12{,}8}{2916} b^2$ einsetzt,

$$Pl = 0{,}038 \cdot b^3 \ldots . \quad (15)$$

eine Formel, bei welcher natürlich vorausgesetzt wird, daß auch im Uebrigen die Dimensionen analog der Proberöhre gewählt werden, daß demnach die Decke zweimal so stark als der Boden, $q = 2q_1$ und die Summe der Querschnitte der Seitenwände $^3/_4$mal so stark, $2q_2 = {}^3/_4 q$, gemacht werde.

Nach den im Vorstehenden aufgeführten, natürlich nur versuchsweise vorgeschlagenen Formeln, sind auf Tafel 2 die relativen Festigkeiten rectangulärer, quadratischer und runder, hohler und gerippter Balken und Wellen aus Holz und Gußeisen, so wie der zuletzt erwähnten schmiedeeisernen Röhrenträger graphisch dargestellt worden, wozu noch folgende Erläuterungen nöthig sein dürften.

Die Tafel hat für die rectangulären Balken drei Eingänge, für die Breite, Höhe und das Product P . l (Gewicht in die Länge). Letzteres Product bildet drei Scalen, wovon die beiden am untern horizontalen Rande der Figur für Holz und Schmiedeeisen (wovon letzteres zehnmal so stark als ersteres angesetzt ist), die obere aber für Gußeisen bestimmt ist. Die Producte sind übrigens in Meter-Kilogramm gegeben. Der linke Rand der Tafel trägt die Scala der Breiten in Centimetern und die Höhen, ebenfalls in Centimetern, sind theils den von links oben nach rechts unten niedersteigenden, unter 45° geneigten Transversalen beigeschrieben, theils in eine gebrochene, die obere linke Ecke umschließende Scala eingetragen. Die Scalen sind, wie der Augenschein lehrt, sämmtlich logarithmisch, wodurch die Curven vermieden werden.

Will man nun bestimmen, wie hoch man einen 10 Centimeter breiten, 6 Meter langen hölzernen Balken machen müsse, welcher im Mittel 150 Kilogramm tragen soll, so geht man mit dem Product $6 \cdot 150 = 900$ in die untere Scala für Holz ein und in der zugehörigen Verticalen bis in die Horizontale von 10 Centimeter (am linken Rande) und findet, daß der Kreuzpunct zwischen die Transversale von 18 und 20 fällt, etwa auf 18,3 Centim., was die gesuchte Höhe ist. In der That giebt die Formel

$$Pl = 4 \cdot 0{,}4 \cdot \frac{bh^2}{6} = 0{,}267\ bh^2$$

für $Pl = 900$ u. $b = 10$, $h = \sqrt{\frac{900}{2{,}67}} = 18{,}4$ Centim.

Daß derselbe Balken 1500 Kilogr. tragen würde, wenn er aus Schmiedeeisen, und 3800 Kilogramm, wenn er aus Gußeisen gefertigt wäre, liest man sofort aus der Tafel ab, wenn man die Verticale bis in die Maaßstäbe von Schmiedeeisen und Gußeisen verfolgt, sowie sich durch bloßen Anblick der Tafel ferner ergiebt, daß bei gleicher Breite und Länge ein Stab von Schmiedeeisen blos 5,80, ein Balken von Gußeisen 3,9 Centim. Höhe erhalten müßte, um die gleiche Last zu tragen.

Außer den erwähnten Transversalen durchschneiden noch sechs solche Linien das Netz der Tafel unter flacherem Winkel. Die oberste, welche am rechten Tafelrande mit einem kleinen Quadrat bezeichnet ist, gilt für quadratische Wellen. Eine zweite punktirt gestrichelte, mit einem kleinen Kreise bezeichnete Linie gilt ferner für runde Wellen.

Will man beispielsweise wissen, wie stark eine zwei Meter lange, mit 10000 Kilogr. im Mittel belastete schmiedeeiserne runde Welle zu machen sei, so geht man im Maaßstabe für Schmiedeeisen in der Linie $2 \cdot 10000$ oder 20000 aufwärts bis an die Transversale der runden Wellen und im Kreuzpuncte horizontal herüber nach dem linken Tafelrande, wo man die erforderliche Stärke 23,5 Centim. findet.

Die Berechnung ergiebt nach der Formel

$$Pl = 4 \cdot 4 \cdot \frac{\pi}{32} d^3 = 1{,}57\ d^3,\ d = \sqrt[3]{\frac{20000}{1{,}57}} = 23{,}4.$$

Fragt es sich andererseits, wieviel Last man eine 25 Centim. starke, hölzerne, runde Welle von drei Meter Länge tragen lassen dürfe, so geht man vom linken Rande bei 25 horizontal herüber nach derselben Transversale und aus dem Kreuzpuncte vertical hernieder in den Maaßstab für Holz, wo man ungefähr 2500 abliest, so daß die Welle tragen kann $\frac{2500}{3} = 830$ Kilogramm.

Sehr übersichtlich ist auch die Vergleichung zwischen quadratischen und runden Wellen. Eine gußeiserne Welle von zwei Meter Länge muß z. B. für 1000 Kilogr. Belastung eine Stärke von ca. 12 Centim. erhalten bei quadratischem, 14,3 Centim. bei kreisförmigem Querschnitt, wie man sofort abliest, wenn man in der Verticalen 2000 aus der obern Scala bis auf die betreffenden Transversalen niedersteigt.

Für hohle gußeiserne Wellen ist unter der Voraussetzung, daß die Wandstärke $^3/_{20}$ des äußern Durchmessers betrage, ebenfalls eine Transversale angegeben, welche durch einen Ring bezeichnet ist. Unter obiger Voraussetzung geht die oben gefundene Formel (9)

$$Pl = 0{,}57 \frac{d^4 - d_1^4}{d} \text{ über in (16) } Pl = 0{,}433\, d^3,$$

wonach die Transversale construirt ist.

Nach derselben bestimmt sich z. B. die Last, welche eine hohle gußeiserne Welle von 20 Centimeter Durchmesser (also drei Centim. Wandstärke) bei 3,5 Meter Länge im Mittel tragen kann, auf nahe 1000 Kilogramm, denn die Horizontale von 20 schneidet die betreffende Transversale in einem Puncte, welche ziemlich genau senkrecht unter dem mit 3500 bezeichneten Puncte der obern Scala für Gußeisen liegt.

Massiv würde diese Welle einen Durchmesser von 17,4 Centim. erhalten.

Für gußeiserne Träger, welche nach den von Hodgkinson angegebenen Verhältnissen gearbeitet sind und also der oben aufgestellten Formel (10) $Pl = 3000a^3$ oder, wenn man die Höhe $b = 14a$ einführt, $Pl = 1{,}09b^3$ unterliegen, giebt die Tafel 2 ebenfalls die Höhen und zwar mittelst der nahe unter der Linie der quadratischen Wellen hingehenden Transversalen.

Hat man z. B. eine Last von 1000 Kilogr. auf einem 14 Meter langen Träger im Mittel aufzuladen, so zeigt die Tabelle, daß derselbe 23,3 Centim. Höhe erhalten muß; seine übrigen Dimensionen werden sonach sein:

	Breite	Stärke
obere Flansche:	13,3 Centim.	1,66 Centim.
Mittelribbe:	23,3 „	1,66 „
untere Flansche:	37,4 „	3,74 „

Die beiden letzten Transversalen beziehen sich auf schmiedeeiserne Träger und zwar die obere, am linken Rande mit einem Rechteck bezeichnete Linie auf gewöhnliche rectanguläre Rohre, die untere auf die mit verstärkter Decke und Boden versehenen Röhrenträger, jene nach der Formel $Pl = 0{,}2b^3$, diese nach $Pl = 0{,}038b^3$ berechnet.

Soll z. B. ein einfacher Röhrenträger construirt werden, welcher bei 10 Meter Länge im Mittel 2000 Kilogr. tragen soll, so zeigt die Tafel, daß man ihm 46,4 Centim. Höhe zu geben hat. Er erhält sodann 5,8 Centim. Breite, 3,63 Millim. Stärke der Seitenwände, 7,26 Millim. am Boden und 18,15 Millim. in der Decke.

Für den Röhrenträger mit Zellendecke ist der Umfang der Tafel zu gering. Um jedoch ein Beispiel zu geben, genügt es, aufzusuchen, welche Last ein acht Meter langer derartiger Träger mit 45 Centim. Höhe zu tragen vermag. Die Tabelle ergiebt $\frac{3400}{8} = 425$ Kilogramm. Dabei erhält der Boden $\frac{12{,}8}{2916}\,45^2 =$ circa 9 Quadratcentimeter Querschnitt, die Decke 18 und die Seitenwände zusammen 6,7 Quadratcentimeter Querschnitt.

In Bezug auf die letzterwähnten Röhren und Röhrenträger ist zu bemerken, daß dieselben mehr der Vollständigkeit halber mit angeführt sind, als daß hier irgend ein practischer Werth darauf gelegt würde.

Schlüßlich möge noch die Bemerkung Platz finden, daß oft durch einfache Manipulation auch solche Größen, welche außer dem Bereich der Tabelle liegen, noch darin aufgefunden werden können. Sollte z. B. die Stärke einer 3,5 Meter langen quadratischen hölzernen Welle gesucht werden, welche ein Rad von 3000 Kilogramm Gewicht trägt, so hätte man in der untern Scala 10500 aufzusuchen, was nicht mehr darin zu finden ist. Dividirt man aber mit 8,27 oder der dritten Potenz einer andern der einfachen Zahlen, sucht die zugehörige Stärke und multiplicirt diese dann mit 2,3 ꝛc., so hat man auch das gesuchte Resultat. Durch 8 dividirt, hat man hier 1312,5 und findet als zugehörige Stärke 17 Centimeter, also muß die Welle 2 . 17 = 34 Centimeter Stärke in Quadrat erhalten.

Daß hier überall dem Eigengewicht der Welle keine Rechnung getragen worden ist, verdient kaum erwähnt zu werden, da erst nach erlangter annähernder Stärke dieses Gewicht berechnet und mit berücksichtigt werden kann. Ebenso ist es einleuchtend, wie durch bloße Verschiebung des Maaßstabes diese Tabelle sofort auf jedes andere Maaßsystem umgeformt werden kann.

Anmerkung 1.

Hodgkinson hatte schon im Jahre 1844 (siehe Report of the 13th Meeting of the British Association for the Advancement of Science) darauf hingewiesen, wie irrig die frühere Annahme sei, daß erst bei einer Belastung, welche dem Drittheil der Bruchlast nahekomme, eine bleibende Einbiegung eintrete und stellte ein aus zahlreichen Versuchen abgeleitetes Gesetz zwischen den Gewichten und Einbiegungen auf. Sorgfältiger ist aber dieser Gegenstand von Wertheim untersucht worden (siehe Poggendorf's Annalen der Physik und Chemie, Ergänzungsband II. 1845), und hierbei ergab sich denn

1) daß der Elasticitätscoefficient desselben Metalles nicht constant sei, sondern von dessen Dichtigkeit abhänge;

2) daß die Beobachtungen über denselben mittelst Längs- und Querschwingungen zu einem ziemlich übereinstimmenden, aber höhern Resultate führten, als die Versuche über die Ausdehnung;

3) daß der Elasticitätscoefficient bei den meisten Metallen (mit Ausnahme des Eisens und Stahls) bei steigenden Temperaturen von — 15° bis + 200° C. stetig abnehme. Weiches Eisen und Stahl zeigten dagegen von — 15° bis 100° eine Zunahme, bei 200° aber eine Abnahme und zwar geringere Festigkeit, als bei gewöhnlichen Temperaturen, was aber mit den Versuchen des Franklin Institute (über welche Combes in seiner Exploitation t. I. p. 484 referirt) in Widerspruch steht, nach welchen zwischen 200 und 288° ein Maximum der Festigkeit liegen soll;

4) daß der galvanische Strom eine von der Stärke des Stroms abhängige momentane Verminderung des Elasticitätscoefficienten und der Cohäsion bewirkt;

5) daß bei weichem Eisen und Stahl die Magnetisirung ebenfalls eine zum Theil auch nach dem Aufhören des Stromes verbleibende Verringerung des Elasticitätsmodulus hervorrufe;

6) daß die Ausdehnung der Stäbe ihre Dichtigkeit nur

wenig ändere, also auch der Elasticitätscoefficient in den verschiedenen Gleichgewichtslagen nur wenig variire;

7) daß die permanenten Verlängerungen stetig erfolgten;

8) daß es also eine eigentliche Elasticitätsgrenze nicht gäbe, und daß es der Mangelhaftigkeit der Beobachtungsmittel zuzuschreiben sei, wenn man bei geringen Belastungen noch keine permanente Ausdehnung bemerke;

9) daß durch das Anlassen der Metalle der Widerstand gegen das Zerreißen bedeutend abnehme, eine weitere Erhitzung bis zu 200°, aber dann keine wesentliche weitere Verminderung bewirke.

Nach Wertheim's Versuchen ist die der Elasticitätsgrenze entsprechende Belastung (worunter er diejenige Belastung versteht, welche eine proportionale bleibende Verlängerung von 0,00005 bewirkt) für Schmiedeeisen von 7,7574 Millimeter Durchmesser 32,5, aber im angelassenen Zustande kleiner als 5.

Die verschiedenen Angaben älterer Experimentatoren über die Größe des Elasticitätsmoduls weisen namentlich auch den Einfluß des größeren oder geringeren Querschnitts nach, indem bei größerem Querschnitt stets geringere Werthe erhalten wurden, was zum Theil in dem Einfluß der Oberfläche, wohl aber auch mit in der mit der Stärke wachsenden Abnahme an Homogenität liegen dürfte. Dies und der Umstand, daß geringe Belastungen, welche längere Zeit hängen blieben, noch wesentliche Ausdehnungen bewirkten, müssen zu besonderer Vorsicht auffordern.

Beim Gußeisen hat übrigens Hodgkinson bezüglich des Elasticitätsmodulus ein anderes Resultat erlangt, als unter 6 angegeben ist. Er leitet aus seinen zahlreichen Versuchen das Gesetz $E = 9754 - 2035202\,A$ ab, wo A die Ausdehnung in Theilen der ursprünglichen Länge und E den Elasticitätsmodulus für Quadratmillimeter bedeutet. Es würde hieraus eine Abnahme mit wachsender Ausdehnung folgen, jedoch kann diese Formel jedenfalls nur innerhalb der Grenzen der Versuche, d. h. der Ausdehnungen $A = 0{,}00015$ bis $0{,}00174$ Anwendung finden. Einen andern Elasticitätscoefficienten geben demselben Beobachter die Versuche über die Zusammendrückung, aus welchen er ebenfalls eine mit der Ausdehnung fortschreitende Abnahme des Elasticitätsmodulus schließt, welche durch die Formel

$$E = 9052 - 366085\,A$$

ausgedrückt wird.

Es ist bekannt, welchen Einfluß bei diesem Metalle die Art der Erzeugung, ob mit heißem oder kaltem Winde erblasen, ob aus einer Sorte oder aus mehreren Sorten erzeugt, ja sogar die Art des Gusses ausübt. Ueber Letzteres vergleiche man die Versuche von Bowman im II. Bande dieses Journals, nach welchen Sandguß sechs Procent mehr Festigkeit besitzt als Massenguß und $30\frac{1}{2}$ Procent mehr als Schalenguß (obwohl die Elasticitätsmodeln in beiden Fällen nahe gleich, oder sogar beim Schalenguß höher waren als beim Sandguß). Hodgkinson giebt den Unterschied zwischen dem mit heißem und kaltem Winde erzeugten Eisen zu 2—6 Procent, um wieviel letzteres fester ist, und schreibt vor, daß diejenige Seite, welche später der Ausdehnung ausgesetzt werde, beim Gusse unten liegen solle. Bezüglich der Abnahme der Festigkeit mit der Zunahme des Calibers sei es erlaubt, auf folgende Resultate der Hodgkinson'schen Versuche mit rectangulären, durch Belastungen im Mittel gebrochenen Barren hinzuweisen.

Der Coefficient K der Formel (1) nimmt ab bei gleicher Breite und zweifacher, dreifacher Höhe um 12 Procent, 22 Procent; bei gleicher Höhe und dreifacher Breite um 10 Procent, so daß für quadratische Barren von einem engl. Zoll Seite der Coefficient K 32,1 Kilogramm, für solche von drei engl. Zoll ins Quadrat aber nur noch 21,9 Kilogramm gefunden wurde.

Anmerkung 2.

Die auf Stephenson's Veranlassung von Hosking angestellten Versuche mit quadratischen, rectangulären, kreisförmigen und elliptischen gußeisernen Röhren zeigen einen auffallend niedrigeren Festigkeitscoefficienten K bei den eckigen als bei den runden Röhren. Derselbe war

für die quadratischen, rechteckigen Röhren
18232000 16673000,
für die kreisförmigen, elliptischen Röhren
20862000 22705000,

was wohl seine Erklärung in dem ungünstigen Verhalten scharfkantiger Körper beim Guß und Erkalten findet.

Auffallend ist es, daß die Elasticitätsmodeln, welche man aus diesen Versuchen erhält, nicht diesen Zahlen proportional sind. Es ergiebt sich nämlich

bei quadratischem, rechteckigem Querschnitt
$E = 7428900000$ 4353300000,
bei kreisförmigem, elliptischem Querschnitt
$E = 7528200000$ 5875100000.

Bei den kreisförmigen Röhren wurde zum Theil schon bei einer Einbiegung von 2,4 Millimeter auf 1,83 Meter Länge eine permanente Einbiegung wahrgenommen, woraus $\alpha < 0{,}000382$ folgt. Die Zunahme der Einbiegungen ist bei den quadratischen Röhren am größten, bei den elliptischen am kleinsten.

Anmerkung 3.

Da die dem Verfasser dieses bekannten Lehrbücher der Mechanik bei der Bestimmung der Festigkeit für e stets die von der neutralen Axe entfernteste Faser einführen, so bedarf obige Annahme der Rechtfertigung.

Er ist dazu veranlaßt worden durch die Beobachtungen von Hodgkinson mit gußeisernen T Barren, bei

welchen (nach Combes' Referate) Folgendes gefunden wurde.

Diese Barren, deren horizontale Ribbe 4,1 engl. Zoll Breite und 1/4 Zoll Stärke und deren verticale Ribbe 1,1 Zoll Höhe und 1/4 Zoll Stärke besaß, brachen bei gleicher Länge unter 2 1/2 und 9 Centner Last, je nachdem die horizontale Ribbe concav oder conver gebogen wurde. Nach der Theorie steht die neutrale Are um 1,082 Zoll vom Ende der verticalen Ribbe ab und W = 0,132. Es erhält also $\frac{W}{e}$ die Werthe 0,122 und 0,492, je nachdem man e = 1,082 oder = 0,268 (dem Abstande von der andern Seite) setzt, Zahlen, welche ungefähr in demselben Verhältnisse stehen als obige Bruchgewichte.

Ein Paar eben solcher Barren, deren horizontale Ribbe 12,7 Centim. breit und 0,76 Centim. stark war, während die verticale Ribbe 3,3 Centim. in der Höhe und 0,92 Centim. in der Stärke maß und welche unter 165 und 508 Kilogramm Belastung brachen, je nachdem die horizontale Ribbe oben oder unten lag, ergeben ganz ähnliche Resultate. Setzt man nämlich in jener Stellung für e den Abstand des Endes der verticalen Ribbe, in dieser Lage aber den Abstand der horizontalen Oberfläche, so erhält man für $\frac{W}{e}$ die Werthe 4,006 und 13,827, welche in demselben Verhältniß zu einander stehen, als obige Bruchbelastungen.

Man darf hieraus wohl den Schluß ziehen, daß für e der Abstand der am meisten angestrengten Faserschicht einzusetzen ist, was für Gußeisen, dessen Widerstand gegen das Zerreißen geringer ist, als gegen das Zerdrücken, die ausgedehnte Seite sein dürfte, also bei den im Mittel belasteten Balken die conver gebogene.

Der aus den Versuchen mit den beiden letzterwähnten T förmigen Barren abgeleitete Elasticitätsmodulus, welcher, da für beide Stellungen bis zu ungefähr 1/7 der Bruchlast die Einbiegungen gleich sind, im Mittel zu 9350000000 anzunehmen ist, ist nicht wesentlich niedriger, als der für rectanguläre Barren gefundene.

Anmerkung 4.

Trotz der ausführlichen Darstellung, welche in der oben citirten Schrift diesen Versuchen gewidmet ist, fehlt es an einer Angabe über die Art und Weise der Zusammensetzung dieser Rohre, so daß manche der auffallenden Differenzen vielleicht nur in dieser Unkenntniß begründet ist. Auffallend sind die Resultate in der That. So ergab ein quadratisches, 9,6 Zoll engl. breites und hohes, 17,5 Fuß langes frei liegendes Rohr und ein rectanguläres, 2 1/4 Zoll breites, 15 Zoll hohes, 24 Fuß langes Rohr den mittleren Elasticitätsmodulus E = 25316000000, während ein 8 Zoll hohes, 1 Zoll breites, nur 11 Fuß langes Rohr auf E = 5324700000 führt. Allerdings sind im letztern Falle jedenfalls weniger Nietungen im Rohre gewesen, weil es kürzer war, aber der doppelt so hohe Elasticitätsmodulus bleibt doch unerklärlich.

Bei diesen Röhren zeigen nur diejenigen mit genügend starker Decke (welches die der Zusammendrückung ausgesetzte Seite ist) einige Regelmäßigkeit in den Durchbiegungen, sonst treten sehr schnell permanente Einbiegungen ein. Bedauernswerth ist es, daß diese kostbaren Versuche so wenig übereinstimmende Resultate geben.

Anmerkung 5.

Da das Schmiedeeisen gerade entgegengesetzt dem Gußeisen dem Zusammendrücken einen geringeren Widerstand entgegensetzt als der Ausdehnung, so scheint es angemessen, für e die Entfernung der der Zusammendrückung ausgesetzten Faserschicht einzuführen.

Anmerkung 6.

Die Proberöhren hatten 75 Fuß freie Länge, 4,5 Fuß Höhe, 2′ 11″ Breite und ihre Decke war durch sechs Zellen, über deren Dimensionen aber Nichts angeführt ist, verstärkt. Nach Anleitung der Versuche wurde die Bodenfläche allmälig verstärkt, worüber aber auch die Angaben sehr mangelhaft sind. Wir lassen hier einige Data zur Vergleichung folgen:

Querschnitt der Decke	24,02	24,02	24,02	24,02
„ des Bodens	8,80	12,80	17,80	22,45
Brechende Last	79578	126128	148129	192892
dasselbe incl. Eigengewicht	85022	131572	153573	199402

Während sich also die Bodenquerschnitte verhalten wie

1 : 1,45 : 2,02 : 2,55,

stehen die Bruchgewichte (incl. halbes Eigengewicht) im Verhältniß

1 : 1,547 : 1,806 : 2,345,

was vielleicht eine genügende Uebereinstimmung genannt werden kann, wenn man bedenkt, daß bei solchen Röhren eigentlich kein Bruch stattfindet, sondern blos eine starke Verdrehung.

Zu bemerken ist noch, daß in obiger Formel der Abstand e nicht von der concaven, sondern von der converen Seite gerechnet worden ist, weil jene bei weitem stärker als diese war und daher der Bruch auf der converen Seite erfolgte.

Anmerkung 7.

Bei stumpf zusammengestoßenen und mittelst zweier Anlegeplatten vernieteten Blechen erfolgte der Bruch durch Zerreißen bei 4339 Kilogramm Last pro Quadratcentimeter, doch zeigte sich schon bei 3/4 der Bruchlast eine merkliche Ausdehnung.

Waren zweitens die Platten mit versetzten Wechseln verbunden und blos eine Deckplatte über den Stoß gelegt, so wurden die Nieten dicht an der Platte abgeschnitten, während die solide Platte auf der andern Seite zerriß, und es ergiebt sich, daß der Widerstand der Nieten gegen das Abschneiden 2212 Kilogramm beträgt.

Dagegen betrug die Festigkeit der Bleche in der Richtung der Fasern 3547, rechtwinklig darauf 3629 Kilogramm pro Quadratcentimeter und das Verhältniß einfach, doppelt genieteter und ungelochter Bleche wurde gefunden wie 56 : 70 : 100.

Wenn also der Elasticitätsmodulus ungelochter Bleche = 20000000000 ist, so würde derjenige doppelt genieteter 14200000000 betragen, wenn überhaupt bei derartigen zusammengesetzten Körpern noch von einem Elasticitätsmodulus gesprochen werden kann.

Allgemeines System der Schraubengewinde und den für Schrauben und Schraubenmuttern anzunehmenden Dimensionen.

Von

M. Armengaud aîné.

Die Anwendung der Schrauben, Schraubenbolzen und Schraubenmuttern beim Maschinenbau ist so allgemein, daß es von großem Interesse sein muß, ein allgemeines System bei Annahme der Hauptdimensionen derselben zu befolgen. Es würde daraus nicht allein bei der Herstellung, sondern auch bei dem Baue und der Reparatur der Maschinen und bei der Unterhaltung einer großen Anzahl wichtiger Werkzeuge eine bedeutende Ersparniß hervorgehen.

Unter Benutzung des metrischen Systems, das überall in Frankreich und Belgien und selbst in vielen Theilen Deutschlands in Gebrauch ist, wird es leicht sein, bestimmte Tabellen für die Hauptdimensionen von Schrauben, Schraubenbolzen und Schraubenmuttern anzugeben, ähnlich wie es J. Whitworth in Manchester für England in Vorschlag gebracht hat, wo es auch von einigen Eisenbahngesellschaften und den bedeutendsten Maschinenfabricanten bereits angenommen worden ist.

Whitworth bestimmt das Ansteigen und die Tiefe des Schraubenganges aus der Größe des Schraubendurchmessers und hat dabei solche Verhältnisse festzustellen versucht, daß die Schraube in Bezug auf Festigkeit und Dauer allen Ansprüchen genüge. In folgender von Whitworth angegebenen Tabelle sind die Hauptverhältnisse für Schrauben mit dreieckigen Gewinden vom Durchmesser von 1/4 engl. Zoll (6 Millimeter) bis zu dem von 6 engl. Zollen (152 Millimeter) zusammengestellt. Die beiden ersten Columnen geben den äußern Durchmesser der Schrauben in Zollen und Millimetern, die beiden folgenden enthalten die Anzahl der Schraubengänge auf 1 engl. Zoll Höhe und auf eine Höhe, welche dem Durchmesser gleich ist. Die 5. Columne giebt das Ansteigen eines Schraubenganges.

Tafel der hauptsächlichsten Dimensionen der Schrauben mit triangulären Gewinden von Whitworth in Manchester.

Aeußerer Durchmesser d der Schraube		Anzahl der Gewinde in der Höhe von		Ansteigen	Tiefe der Gewinde	Innerer Durchmesser der Schrauben
in engl. Zollen	in Millimetern	1 engl. Zoll = 25,4 Mill.	und von h = d	Millim.	Millimeter	Millimeter
1/4	6,35	20	5	1,27	0,8	4,75
5/16	7,93	18	5,6	1,41	0,89	6,15
3/8	9,52	16	5,9	1,58	1,0	7,52
7/16	11,11	14	6,0	1,81	1,15	8,81
1/2	12,70	12	6,1	2,11	1,34	10,02
9/16	15,87	11	6,8	2,30	1,46	12,95
3/4	19,04	10	7	2,54	1,61	15,82
7/8	22,22	9	7,8	2,82	1,79	18,64
1	25,40	8	8	3,17	2,06	21,28
1 1/8	28,57	7	7,8	3,63	2,29	23,93
1 1/4	31,75	7	8,7	3,63	2,30	27,15
1 3/8	34,92	6	8,2	4,23	2,66	29,60
1 1/2	38,10	6	9	4,23	2,66	32,78
1 5/8	41,27	5	8,1	5,08	3,21	34,85
1 3/4	44,45	5	8,7	5,08	3,21	38,03
1 7/8	47,62	4,5	8,5	5,64	3,57	40,48
2	50,82	4,5	9	5,64	3,57	43,68
2 1/4	57,17	4	9	6,35	4,02	49,13
2 1/2	63,52	4	10	6,35	4,02	55,48
2 3/4	69,87	3,75	10,3	7,24	4,59	60,69
3	76,20	3,5	10,5	7,24	4,59	67,02
3 1/4	82,55	3,25	10,5	7,80	4,94	72,67
3 1/2	88,90	3,25	11,3	7,80	4,94	79,02
3 3/4	95,25	3	11,2	8,46	5,36	84,53
4	101,60	3	12	8,46	5,36	90,88
4 1/4	107,95	2,93	12,4	8,80	5,57	96,81
4 1/2	114,30	2,875	12,9	8,80	5,57	103,16
4 3/4	120,65	2,81	13,3	9,20	5,82	109,01
5	127,00	2,75	13,7	9,20	5,82	115,36
5 1/4	133,35	2,69	14,1	9,60	6,08	121,19
5 1/2	139,70	2,62	14,4	9,60	6,08	127,54
5 3/4	148,50	2,56	14,9	10,16	6,43	135,64
6	152,40	2,5	15	10,16	6,43	139,54

Diese Tabelle ist noch dadurch vervollständigt worden, daß in der 6. und 7. Columne die Tiefe der Schraubengänge und der innere Durchmesser der Schraube oder der des Schraubenkernes angegeben ist.

Man bemerkt in vorstehender Tabelle, daß die Steigung der Schraubengänge nicht dem Durchmesser proportional wächst; so ist für eine Schraube, deren Durchmesser $^1/_4$ Zoll beträgt, die Steigung $^1/_5$ des Durchmessers, für die von $^1/_2$ Zoll ist sie $^1/_6$ und für die von 1 Zoll beträgt die Steigung $^1/_8$ des Durchmessers. Dies ist nothwendig, damit die Schraubengänge bei kleinen Durchmessern nicht einen zu kleinen, bei großen Durchmessern nicht einen zu großen Querschnitt erhalten. Die Tiefe oder Breite der Schraubengänge hat Whitworth zwischen $^3/_5$ und $^2/_3$ der Steigung, also durchschnittlich $^{19}/_{30}$ angenommen. In diesem Falle bilden die beiden Flächen des dreieckigen Gewindes einen Winkel von 70°. Da die von Whitworth angegebene Tabelle bei Anwendung des französischen Maaßes nicht zu benutzen ist, so sollen im Folgenden für das metrische System ähnliche Tabellen berechnet werden; bei dieser Berechnung sollen aber die von Whitworth vorgeschlagenen Dimensionsverhältnisse benutzt werden, da sie unstreitig alle Bedingungen erfüllen, die man in der Praxis in Betreff vorliegenden Gegenstandes stellen kann. Zugleich wird es aber zweckmäßig erscheinen, einfache und leicht zu behaltende Formeln aufzustellen, welche dazu dienen können, für die verschiedensten Verhältnisse die Dimensionen der Schrauben zu berechnen.

Durchmesser der Schrauben.

Um den Durchmesser eines Schraubenbolzens oder den äußern Durchmesser einer Schraube zu finden, ist es nothwendig wenigstens annähernd die auf die Schraube wirkende Kraft zu kennen; diese Kraft läßt sich, wenn man den Zweck der Schraube und ihren Ort an der zu construirenden Maschine ins Auge faßt, immer annähernd bestimmen. — Folgende für den Durchmesser d des Schraubenbolzens (Fig. 4 und 6. Taf. 4) aufgestellte Formel gewährt erfahrungsmäßig vollkommene Sicherheit und ist auch von Herrn Professor Redtenbacher angenommen worden:

$$(1)\quad d = \frac{10}{9}\sqrt{P}.$$

Aus dieser Formel ergiebt sich der Durchmesser d des Schraubenbolzens in Millimetern, wenn man unter P die auf den Schraubenquerschnitt wirkende Kraft in Kilogrammen versteht.

Das Ansteigen der Schraubengänge wird durch die Formel

$$(2)\quad p = 0{,}08\ d + 1$$

bestimmt und die Tiefe h der Schraubengänge ergiebt sich durch die Formel

$$(3)\quad h = \frac{19}{30}\ p.$$

Hieraus folgt sofort der innere Durchmesser der Schraube oder der Durchmesser des Schraubenkernes:

$$(4)\quad d' = d - 2h.$$

Nach dem Vorstehenden läßt sich leicht eine Tabelle aufstellen, welche für verschiedene Belastungen und Durchmesser das Ansteigen und die Tiefe der Schraubengänge von den kleinsten bis zu den größten Dimensionen angiebt.

Es genügt für den Maschinenbau im Allgemeinen für Schrauben von 5 bis 25 Millimeter Durchmesser in der Tabelle bei den Durchmessern von $2^1/_2$ zu $2^1/_2$ Millimeter fortzuschreiten, dann aber von 5 zu 5 Millimeter. Die folgende Tabelle erstreckt sich für Durchmesser von 5 bis 80 Millim. und wird daher allen Anforderungen genügen.

Tafel für die Dimensionen der Schrauben mit triangulären Gewinden.

Aeußerer Durchmesser Millimeter	Belastung Kilogramm	Ansteigen der Schraubengänge Millimeter	Tiefe der Schraubengänge Millimeter	Innerer Durchmesser der Schraube Millimeter	Anzahl der Gewinde auf eine Länge von 100 Mill.
5	20	1,4	0,8	3,2	71,4
7,5	45	1,6	1,0	5,5	62,5
10	81	1,8	1,1	7,7	55,5
12,5	126	2,0	1,3	9,9	50,0
15	182	2,2	1,4	12,2	45,4
17,5	248	2,4	1,5	14,5	41,6
20	324	2,6	1,6	16,7	38,4
22,5	410	2,8	1,7	19,1	35,7
25	506	3,0	1,9	21,2	33,3
30	729	3,4	2,1	25,7	29,4
35	992	3,8	2,4	30,2	26,3
40	1296	4,2	2,6	34,7	23,8
45	1640	4,6	2,9	39,2	21,7
50	2025	5,0	3,2	43,7	20,0
55	2450	5,4	3,5	48,0	18,5
60	2916	5,8	3,8	52,4	17,2
65	3422	6,2	4,1	56,8	16,1
70	3969	6,6	4,4	61,1	15,1
75	4556	7,0	4,7	65,5	14,2
80	5184	7,4	5,0	69,9	13,5

Die erste Columne enthält die äußern Durchmesser der Schrauben oder die Durchmesser der Schraubenbolzen. Die zweite enthält die entsprechenden Werthe von P oder die Belastung, welche man den Schrauben mit Sicherheit geben kann.

Die dritte giebt das nach Formel (2) berechnete Ansteigen der triangulären Schraubengänge in Millimeter und die vierte nach Formel (3) die entsprechende Tiefe derselben.

Die fünfte Columne enthält den innern Durchmesser der Schraube oder den Durchmesser des Schraubenkernes, und die fünfte endlich giebt die Anzahl der Schraubengänge, welche in der Höhe von 100 Millimetern enthalten sind. Die Zahlen dieser Columne ergeben sich, indem man mit dem gegebenen Ansteigen der Gewinde in 100 dividirt.

Man hätte diese Tabelle bis zu Durchmessern von 150

bis 160 Millim. ausdehnen können, wie es Whitworth gethan hat, hierbei ist jedoch zu bemerken, daß die Schrauben mit triangulären Gewinden selten bei Durchmessern angewendet werden, die 50 bis 60 Millimeter übersteigen, indem dann Schrauben mit rectangulären Gewinden in Anwendung kommen. In vorkommenden Fällen macht man dann von den gegebenen Formeln Gebrauch.

Dimensionen der Schraubenmuttern.

Nachdem die Dimensionsverhältnisse der dreikantigen Schrauben im Vorstehenden nach einfachen und in der Praxis durchaus anwendbaren Principien festgestellt wurden, wird es nützlich sein, auch für die Dimensionsverhältnisse der Schraubenmuttern und Schraubenköpfe gewisse Regeln aufzustellen (Fig. 3, 4 u. 6. Taf. 4). Sehr oft hat man der sechsseitigen Schraubenmutter einen Durchmesser gegeben, der das Doppelte von dem des zugehörigen Schraubenbolzens war. Dieses Verfahren ergiebt aber für sehr kleine Schrauben zu schwache, für große Schrauben viel zu starke Schraubenmuttern; für einen Schraubenbolzen von 5 Millimeter Durchmesser, z. B. würde hiernach der äußere Durchmesser der Schraubenmutter (Entfernung zweier gegenüberliegenden Ecken des Heragons) 10 Millimeter betragen, wodurch aber die Stärke der Schraubenmutter zwischen den Seiten des Sechseck und dem Gewinde zu gering ausfällt. Für einen Schraubenbolzen hingegen von 50 Millim. Durchmesser ist der Durchmesser der Schraubenmutter 100 Millim.; so daß die Stärke derselben zwischen den Seiten und dem Gewinde 18 Millim. beträgt, eine Stärke, die im Vergleich zur Festigkeit des Schraubenbolzens viel zu beträchtlich ist.

Es ist augenscheinlich, daß bei Dimensionsbestimmungen von Schraubenmuttern die Metallstärke zwischen den Seiten des Sechsecks und den Gewinden besonders berücksichtigt werden muß. Diese Dimension ergiebt sich angemessen durch folgende Formel

$$(5)\quad D = 1{,}4\,d + 5,$$

in welcher D den Durchmesser des in das Heragon eingeschriebenen Kreises in Millimetern bedeutet und unter d, wie oben, der äußere Durchmesser der Schraube in Millimetern zu verstehen ist.

Die vorstehende Formel giebt Dimensionen, welche sich denen sehr nähern, die von den bedeutendsten Constructeurs angewendet werden und die Herr Prof. Redtenbacher angegeben hat.

Sind die Schraubenmuttern und Schraubenköpfe quadratisch, so gilt natürlich dieselbe Formel und der Durchmesser des eingeschriebenen Kreises ist dann gleich der Seite des Quadrats.

Da es besonders beim Zeichnen bequemer ist, den Durchmesser des umschriebenen Kreises der sechsseitigen Schraubenmutter zu kennen, so soll zu dessen Bestimmung noch folgende Formel gegeben werden:

$$(2)\quad D' = D + \frac{100}{86{,}6} = 1{,}4d + 5.\frac{100}{86{,}6}.$$

D′ ist der Durchmesser des umschriebenen, D der des eingeschriebenen Kreises.

Die Höhe der Schraubenmutter verdient bei der Construction ebenfalls wesentliche Beachtung. Im Allgemeinen genügt es die Höhe H der Schraubenmutter dem Durchmesser des Schraubenbolzens gleich zu machen, also $H = d$ zu setzen; nur in sehr wenig Fällen wird man $H = 1{,}2$ bis $1{,}4d$ machen.

Die Höhe H′ des Schraubenkopfes macht man am besten gleich der Hälfte des eingeschriebenen Kreises, so daß:

$$H' = \frac{D}{2} \text{ zu setzen ist.}$$

Mit Hülfe des Vorstehenden läßt sich folgende Tabelle aufstellen, welche die Dimensionen der Schraubenmuttern und Schraubenköpfe für die in der letzten Tabelle angegebenen Schraubendurchmesser enthält.

Tafel der Dimensionen der Schraubenmuttern für Schrauben mit triangulären Gewinden.

Durchmesser des Schraubenbolzens d Millimeter	Sechsseitige Schraubenmutter: Durchmesser des eingeschriebenen Kreises D Millimeter	Sechsseitige Schraubenmutter: Durchmesser des umschriebenen Kreises D′ Millimeter	Höhe der Schraubenmutter H Millimeter	Anzahl der Schraubengänge in dieser Höhe	Höhe des Schraubenkopfes H′ Millimeter
5	12	13,5	5	3,6	6
7,5	15	17	7,5	4,7	7,5
10	19	22	10	5,5	9,5
12,5	22	26	12,5	6,2	11
15	26	30	15	6,8	13
17,5	29	35	17,5	7,3	14,5
20	33	38	20	7,7	16,5
22,5	36	42	22,5	8,0	18
25	40	46	25	8,3	20
30	47	54	30	8,6	23,5
35	54	62	35	9,2	27
40	61	70	40	9,5	30,5
45	68	78	45	9,8	34
50	75	86	50	10,0	37,5
55	82	94	55	10,1	41
60	89	102	60	10,3	44,5
65	96	110	65	10,5	48
70	103	118	70	10,6	51,5
75	110	126	75	10,7	55,0
80	117	134	80	10,8	58,0

Schrauben mit rectangulären Gewinden.

Die Schrauben mit rectangulären Gewinden oder die flachen Schrauben zeigen gewisse Eigenthümlichkeiten, welche eine genauere Betrachtung nöthig machen. Was zuerst das Ansteigen und die Tiefe der Gewinde betrifft, so scheinen die von Whitworth angegebenen Regeln dem Zwecke am besten zu entsprechen. Nach Vergleichung und Mes-

sungen zweckmäßig ausgeführter Schrauben ergiebt sich das Ansteigen flacher Gewinde durch die Formel:

$$(7)\quad p = 0{,}09\,d + 2 \text{ Millimeter.}$$

Die nach dieser Formel bestimmten Gewinde ergeben eine entsprechende Neigung derselben für solche Schrauben, welche nicht zu leicht zurückgehen sollen. Ist Schraube und Schraubenmutter von demselben Metalle, so ergiebt sich die Höhe oder Breite e des Schraubenganges (Figur 7) am zweckmäßigsten gleich der Hälfte des Ansteigens, also

$$e = \frac{1}{2}p \text{ oder}$$

$$(8)\quad e = 0{,}045\,d + 1.$$

Die Tiefe h eines Schraubenganges ist gewöhnlich etwas geringer als die Hälfte des Ansteigens. Berücksichtigt man gleichzeitig die Sicherheit gegen das Abbrechen, so bestimmt sich am besten:

$$(9)\quad h = \frac{0{,}855\,d + 19}{20},$$

was auch sehr gut mit den von Whitworth angewendeten Dimensionen übereinstimmt (Fig. 7. Taf. 4).

Tafel für die Dimensionen der Schrauben und Schraubenmuttern mit rectangulären Gewinden.

d Durchmesser Millim.	P Belastung Kilogr.	p Ansteigen Millim.	n Anzahl der Gewinde in d. Höhe von 100 Mill.	h Tiefe des Gewindes	e Breite des Gewindes Millimeter	H Höhe der Schraubenmutter Millimeter
20	324	3,80	26,31	1,80	1,90	45,6
25	506	4,25	23,52	2,02	2,12	51,0
30	729	4,70	21,27	2,23	2,35	56,4
35	992	5,15	19,41	2,45	2,57	61,8
40	1296	5,60	17,85	2,66	2,80	67,2
45	1640	6,05	16,52	2,87	3,02	72,6
50	2025	6,50	15,38	3,19	3,25	78,0
55	2450	6,95	14,38	3,30	3,47	83,4
60	2916	7,40	13,51	3,51	3,70	88,8
65	3422	7,85	12,73	3,73	3,92	94,2
70	3969	8,30	12,04	3,94	4,15	99,6
75	4556	8,75	11,42	4,16	4,37	105,0
80	5184	9,20	10,86	4,37	4,60	110,4
85	5852	9,65	10,36	4,58	4,82	115,8
90	6561	10,10	9,90	4,80	5,05	121,2
95	7300	10,55	9,47	5,01	5,27	126,6
100	8100	11,00	9,09	5,22	5,50	132,0
105	8930	11,45	8,73	5,44	5,72	137,4
110	9801	11,90	8,40	5,65	5,95	142,8
115	10712	12,35	8,09	5,87	6,17	148,2
120	11664	12,80	7,81	6,08	6,40	153,6

Was endlich die Dimensionen der Schraubenmuttern für flache Schrauben betrifft, so ist es nicht möglich, hierbei die für scharfe Schrauben gegebenen Regeln anzuwenden, denn die flachen Schrauben geben bei gleichem Ansteigen gegen die scharfen nur die Hälfte Widerstandsfähigkeit. Wollte man hingegen den Schraubenmuttern für Schrauben mit rectangulären Gewinden eine doppelte Höhe geben, als denen für Schrauben mit triangulärem Gewinde, so würde man solche in der Praxis ganz ungebräuchliche Dimensionen erhalten. Genauere Untersuchungen haben auf folgende leicht anwendbare Regel geführt: „die Höhe einer Schraubenmutter für flache Schrauben soll 12 Gewinde umfassen"; dies ergiebt folgende Formel:

$$(10)\quad H = 1{,}08\,d + 24 \text{ Millimeter.}$$

Was den Durchmesser der Schraubenmutter betrifft, so wird dieser im vorliegenden Fall nach der für scharfe Schrauben gegebenen Formel berechnet:

$$D = 1{,}4\,d + 5.$$

Die Fig. 3—7. Taf. 4 enthalten die Anwendung der oben gegebenen einfachen und practischen Regeln, mit deren Hülfe man ein allgemeines System für die Dimensionen von Schrauben und Schraubenmuttern mit triangulären und rectangulären Gewinden befolgen könnte.

Fig. 2 ist eine graphische Darstellung, welche alle Dimensionen der Schrauben von 5 bis 60 Millimeter Durchmesser vereinigt. Der linke Theil der graphischen Tabellen bezieht sich auf scharfe, der rechte auf flache Schrauben. Die parabolische Curve CD giebt die gewissen Kräften oder Widerstandsfähigkeiten entsprechenden Durchmesser nach Formel (1) und die Geraden EF und GH entsprechen den nach Formel (5) und (6) berechneten Durchmessern D und D′ der Schraubenmuttern. Der Gebrauch der Tafel bietet durchaus keine Schwierigkeiten. Ein einzelnes Beispiel wird genügen, den Gebrauch vollständig vorzuführen: nehme man an, es sollen nicht nur die Dimensionen einer scharfen Schraube von 50 Millimeter Durchmesser bestimmt werden, sondern auch der Widerstand, den diese Schraube mit Sicherheit überwinden kann.

Man nehme an der linken Seite CI der Tafel, welche in Millimeter getheilt ist, die Zahl 50, die den gegebenen Durchmesser bezeichnet und gehe von da aus in der horizontalen Linie in der Tafel nach rechts fort; dabei findet man nach und nach aus dem Durchschnitte der betreffenden Horizontallinie

mit A′ B′ . . . . . 3 Millimeter für die Tiefe des Schraubenganges;

mit AB . . . . . 5 Mill. für das Ansteigen;

mit der Curve CD . . . 20 Centner oder 2000 Kilogr. für die Tragfähigkeit;

und endlich mit den Linien EF und GH, indem man von Seite A^3D nach links geht;

75 Millim. für den Durchmesser des eingeschriebenen Kreises der quadratischen oder sechsseitigen Schraubenmutter und

86 Millim. für den Durchmesser des umschriebenen Kreises der sechsseitigen Schraubenmutter.

In derselben Weise verfährt man bei Dimensionsbestimmung flacher Schrauben, für welche das Ansteigen und die

Tiefe der Schraubengänge auf der rechten Seite der Tafel abzulesen sind. Wenn der von der Schraube zu überwindende Widerstand gegeben und der zugehörige Durchmesser ꝛc. zu suchen ist, so verfährt man umgekehrt. Für eine Kraft P = 20 Centner oder 2000 Kilogramm sucht man in der untersten Horizontallinie die Zahl 20, geht von da aus vertical aufwärts bis zum Durchschnitt mit der Curve CD und von da nach links oder rechts horizontal fort; am Ende der Horizontalen liest man den gesuchten Schraubendurchmesser ab und kann in derselben Weise dann weiter, wie oben angegeben wurde, die übrigen Dimensionen der Schraube bestimmen.

Die Figuren 3, 4 und 6 sind Schrauben vom Durchmesser d = 50 Millimeter, deren übrige Dimensionen nach den angegebenen Formeln bestimmt sind.

(Armengaud. Publication industrielle. B. VIII.)

Fourneyron'sche Turbine, nach der verbesserten Construction von Boyden ausgeführt von James B. Francis in Lowell im Staate Massachusetts.

Die Turbine ist in den Vereinigten Staaten von Nordamerika seit ungefähr 10 Jahren in Anwendung gebracht worden; die erste soll unter der Leitung eines pennsylvanischen Ingenieurs, Ellwood Morris, gebaut worden sein. Im Jahre 1844 führte Uriah A. Boyden, ein bedeutender Wasserbauingenieur in Massachusetts, eine Turbine von 75 Pferdekraft für die Appleton-Company in Lowell aus, woran manche Neuerungen sich vorfanden; bald nachher leitete Boyden den Bau dreier Turbinen, jede von circa 200 Pferdekraft für dieselbe Compagnie. Genaue Kraftmessungsversuche sollen einen Wirkungsgrad dieser Maschinen von mehr als 80 Proc. herausgestellt haben. Die wichtigsten von Boyden erfundenen Verbesserungen an Turbinen bestehen: erstens in dem sogenannten „Diffuser" oder Apparate zur Erleichterung des Austritts des Wassers aus dem Rade, und zweitens in einer eigenthümlichen Aufhängungsmethode des Kopfes der Turbinenwelle, wodurch der Druck auf den Fußzapfen beseitigt und demzufolge der Abnutzung dieses Theils vorgebeugt wird.

Fig. 1 Taf. 3 stellt im Aufriß, und Fig. 2 im Verticaldurchschnitt eine von Francis entworfene, mit den Boyden'schen Verbesserungen versehene Turbine Fourneyron'schen Systems dar, welche 150 Pferdekraft Nutzleistung giebt, von der Lowell Machine-Shop Company ausgeführt worden ist und ein Gefälle von 13 Fuß benutzt. Der äußere Durchmesser des Rades beträgt 8 Fuß 4 Zoll. Fig. 1 auf Taf. 4 zeigt den Grundriß der Turbine.

In sämmtlichen Figuren bezeichnen gleiche Buchstaben gleiche Theile und zwar: a die mit großen Granitblöcken ausgekleidete und mit Beton (ruble masonry laid in hydraulic cement) hintermauerte Radstube; b das aus Eisenblech gefertigte Wassereinfallrohr; c das darin angebrachte Drosselventil; der Trog c′ (the leak-box) dient zum Auffangen und Abführen des durch das Drosselventil sickernden Wassers, wenn ersteres bei am Rade vorzunehmenden Reparaturen u. s. w. geschlossen wird; c_2 Abzugsrohr für das Leckwasser; d gußeisernes Gerüst zur Auflagerung der Turbinen- und liegenden Vorgelegwelle. An das obere Ende der Turbinenwelle A sind mehrere Ansätze angedreht, welche von dem hauptsächlich aus Zinn bestehenden Futter des Kopf- oder Suspensionslagers e umfaßt werden; nachdem das Lagergehäuse und der Tragring e, montirt sind, wird das geschmolzene Lagerfuttermetall in das Lagergehäuse eingegossen. Drei Schrauben e^2 dienen zur Hebung und Senkung des Lagers e und M, M_2 sind Halslager unter- und oberhalb des die Bewegung fortpflanzenden Kegelräderpaares. In den Fuß der Turbinenwelle ist ein Zapfenstift aus Gußstahl eingesetzt, welcher sich in dem zweitheiligen, mit Futtern aus eingesetztem Schmiedeeisen und mit drei Centrirungsschrauben versehenen Fußlager B dreht. Die Radstubensohle ist mit dreizolligen Holzbohlen belegt. Die darauf liegenden gußeisernen Schwellen D vertheilen das auf ihnen lastende Gewicht des Diffusers i und Einfallreservoirs G, welche durch die Säulen E und die beiden gußeisernen Ringe k k unterstützt werden. Das Turbinenrad w hat 44 Schaufeln, welche aus circa $\frac{1}{8}$ Zoll dickem, russischem Eisenblech gefertigt, eingelarvt und durch ansitzende Zapfen im obern und untern Radkranz vernietet sind. Das untere Ende des Einfallrohres H besteht aus Gußeisen und hat circa $1\frac{1}{4}$ Zoll Wandstärke. Daran schließt sich das gußeiserne Reservoir G, welches auswendig cylindrisch abgedreht ist, da sich daran die Stulpliderung der Turbinenschütze x verschiebt. An den Fuß der Wellröhre z, welche durch die Schrauben z′ z′ in einer Art Stopfbüchse des Einfallrohres H aufgehangen ist, schließt sich der gekrümmte Leitschaufelteller y an. Die Leitschaufeln, 33 an der Zahl, bestehen aus russischem Eisenblech von circa $\frac{1}{10}$ Zoll Stärke und sind mittelst angeschnittner Zapfen im Teller y vernietet.

Mit dem Schützenringe x sind drei symmetrisch vertheilte Arme v verbunden, an welche die zur Balancirung

und Bewegung deſſelben dienenden Theile angeſchloſſen ſind. Letztere beſtehen in einer Zahnſtange g und in zwei zweiarmigen Hebeln F, deren eines Ende in ein Zahnſegment ausläuft und deren anderes Ende durch eine Zugſtange mit den betreffenden Armen v des Schützenringes verbunden ſind. Die Gegengewichte I dienen zur Balancirung des Schützengewichtes und erleichtern deſſen Hebung. An der liegenden Welle h ſtecken drei Getriebe, von denen das mittlere in die Zahnſtange g, die beiden äußeren aber in die verzahnten Bögen der Hebel F eingreifen. An dem Ende der Welle h ſteckt außerdem ein Rad u, in welches die endloſe Schraube t eingreift; die Bewegung derſelben und ſomit der Turbinenſchütze, erfolgt entweder von Hand durch das Handrad t, oder ſelbſtthätig durch die Maſchine mittelſt eines Centrifugalregulators an der Spindel l. Dieſer Regulator wird von der liegenden Vorgelegswelle B, aus bewegt. Von der Spindel l wird durch das Kegelräderpaar eine rotirende Bewegung auf den Krummzapfen n übertragen, welcher mittelſt der Kurbelſtange o einen Hebel p, woran zwei Schiebklinken angeſchloſſen ſind, in ſchwingende Bewegung ſetzt. Dieſe Schiebklinken greifen in das an der Schraubenwelle t befeſtigte Klinkrad m, ſobald durch die Abweichung der Turbine vom normalen Gange der Muff l, des Centrifugalregulators ſteigt oder ſinkt. Dieſer Muff wird nämlich von dem gegabelten oberen Arme des um den Punkt a, drehbaren Winkelhebels umfaßt, deſſen längerer unterer Arm durch die Stange r mit dem ſogenannten Schilde s (einem auf der Welle t loſe aufgeſteckten Kreisausſchnitt mit abgedrehtem Umfange) verbunden iſt (Fig. 1 Taf. 4). Läuft der Regulator mit der normalen Geſchwindigkeit, ſo legen ſich die Klinken an p mit den ſeitlich hervorragenden Stiften auf den Umfang des Schildes auf und werden dadurch am Eingriff in das Klinkrad m verhindert; jemehr dagegen die Maſchine vom normalen Gange abweicht, um ſo weiter wird das Schild s nach der einen oder andern Seite gedreht, und um ſo mehr Zähne ſchieben die Klinken p das Rad m bei jeder Drehung des Krummzapfens n fort; kurz die Zahl der, der Wirkung der Klinken p ausgeſetzten Zähne iſt proportional der Abweichung der Regulatorkugeln von ihrem normalen Stande.

Der Diffuſer oder Ausflußapparat i beſteht aus zwei aus Holzdauben zuſammengeſetzten Kränzen, zwiſchen denen das aus der Turbine ausfließende Waſſer abfließt. Da der Abſtand beider Kränze am innern Umfange gleich der lichten Weite des Turbinenrades w, außen aber größer iſt, ſo geht die abſolute Ausflußgeſchwindigkeit des Waſſers ziemlich allmälig in die gleich Null zu ſetzende Geſchwindigkeit des in der Radſtube ſtehenden Unterwaſſers über; es iſt alſo in der That zu erwarten, daß das aus dem Rade tretende Waſſer einen geringern Widerſtand erleidet, als bei der gewöhnlichen Einrichtung ohne Diffuſer. Unſere Quelle giebt an, daß der durch den Diffuſer erreichte Gewinn an Leiſtung auf dem Wege des Verſuches zu 3 Proc. beſtimmt worden ſei. Wir halten dieſe Angaben für ganz glaubwürdig.

(Tredgold, on the steam engine, a new and revised edition, Division C, Ian. and Febr. 1852. p. 1—4. — Polytechnisches Centralblatt. 1853. p. 263.)

Wir nehmen keinen Anſtand, den Diffuſer auch für Jonval'ſche und Fontaine'ſche Turbinen, für letztere natürlich nur dann, wenn ſie unter Waſſer arbeiten, zu empfehlen. Bei Jonval'ſchen Turbinen läßt ſich der Diffuſer ſehr leicht dadurch herſtellen, daß man unter dem Rade im Abfallrohre eine Halbkugel oder ein mit der größern Baſis nach oben gekehrtes Kugelſegment anbringt, deſſen größerer Durchmeſſer gleich dem innern Durchmeſſer des Turbinenrades iſt, und daß man außerdem, wie meiſtens üblich, das Abfallrohr unterhalb des Rades ſich allmälig erweitern läßt. Bei Fontaine'ſchen Turbinen würde der Diffuſer aus zwei verticalen, ſich nach unten erweiternden Kränzen zu bilden ſein.

Prof. **Brückmann**, Red. d. polyt. C.-B.

Ueber die durch das Oeffnen der Pumpenventile bewirkten Erſchütterungen.

Von

W. G. Armſtrong,
Civil-Ingenieur.

Bei dem Baue von Druckpumpen, welche unter bedeutendem Drucke für hydrauliſche Krane und andere Maſchinen arbeiten, hat die Erfahrung gezeigt, daß die Beſeitigung des Schlages oder der Erſchütterung, welche allgemein dem Auffallen des Druckventils auf ſeinen Sitz zugeſchrieben wird, eine große Schwierigkeit darbietet. Arbeitet die Pumpe ſchnell oder wird der Druck beträchtlich vergrößert, ſo ſind häufige Unfälle nichts Ungewöhnliches. Um dieſem Uebel abzuhelfen, vergrößerte der Verfaſſer die zum Entweichen des Waſſers beſtimmte ringförmige Oeffnung, verminderte ferner

die Hebung des Ventils und versah selbiges mit einer Feder, um sich seines schnellen Schließens zu vergewissern, fand aber alle diese Modificationen dem Zwecke nicht entsprechend und überzeugte sich daher, daß der Uebelstand in ganz anderen Quellen seinen Ursprung haben müsse.

Da die Erschütterung allgemein in dem Augenblicke des rückkehrenden Hubes sich ereignete, so richtete der Verfasser sein Augenmerk auf das Saugventil. Bei sorgfältiger Prüfung der zahlreichen sich widersprechenden Resultate, welche die Ursache in Dunkel hüllten, und nach Ausführung mehrerer sinnreich ausgedachten Experimente gelangte man zu der Ueberzeugung, daß die Ursache des Schlages im Zusammenhang mit dem Heben des Druckventils stehen müsse, was gleichzeitig mit dem Schließen des Saugventils stattfindet. Bei der Untersuchung der Construction des Druckventils stellt es sich als augenscheinlich heraus, daß während der niederwärts gerichtete oder schließende Druck auf die gesammte obere Fläche dieses Ventils wirkt, der nach oben gerichtete oder öffnende Druck seine Wirkung nur auf den freiliegenden Theil der Unterfläche äußert. Da nun die Fläche, auf welche von unten gedrückt wird, viel kleiner ist als die, auf welche der Druck von oben wirkt, so ist einleuchtend, daß ein momentaner Ueberschuß an Druck von der Kolbenstange hervorgebracht werden muß, um das Ventil von seinem Sitze zu heben. Das Kolbenrohr wird demnach auf einen Augenblick übermäßig ausgedehnt und ein plötzliches Zusammenziehen unmittelbar nach dem Aufspringen des Ventils stattfinden. Der Verfasser zeigte ein Ventil vor, an welchem die von unten gedrückte Fläche nur $1/6$ so groß, als die von oben gedrückte Fläche war, so daß der zum Heben des Ventils erforderliche Druck sechsmal so groß als der der zu hebenden Wassersäule sein würde. Die Beobachtungs-Resultate stimmen hiermit überein. Der Verfasser construirte ein Ventil, bei welchem die ringförmige Oeffnung um so viel vergrößert war, daß die Auflagerungsflächen kleiner und die Größendifferenz zwischen der obern und untern Fläche geringer waren. Diese Construction bewies sich bis zu einem gewissen Grade als von gutem Erfolg, und man bemerkte, daß ein Ventil gewöhnlicher Art weniger der Erschütterung ausgesetzt sei, als eines mit ringförmiger Oeffnung. Man gab daher die letztere Gestalt auf und wendete ein Druckventil an, bei welchem die Auflagerungsflächen so viel als möglich verkleinert waren, um die Differenz der Flächen ganz unbeträchtlich zu machen. Das Resultat hiervon war ein sanfter und beinahe geräuschloser Gang, selbst wenn die Pumpe 100 Hübe pro Minute machte. Es stellt sich demnach heraus, daß in allen Fällen, wo die Pumpen schnell unter bedeutendem Drucke arbeiten müssen, es von großer Wichtigkeit ist, das Druckventil so zu construiren, daß es mit Leichtigkeit dem Drucke des Kolbens nachgeben kann. Dies wird erreicht, wenn die Fläche, auf die der Druck von unten wirkt, in großem Verhältniß zu der Fläche steht, auf welche die Pressung von oben ausgeübt wird. Es ist anzunehmen, daß in vielen Fällen die Erschütterung allerdings von dem Auffallen des Ventils herrührt und daß die Heftigkeit des Aufschlagens dem Umstande zuzuschreiben ist, daß das Ventil bis nach dem Rückgehen des Hubes offen bleibt und hierauf plötzlich durch das Gewicht der rückgehenden Wassersäule niedergedrückt wird. Es ist anzunehmen, daß die Ursache dieser Wirkung das heftige Heben des Ventils und der Uebergang des Wassers in das Steig- oder Druckrohr ist. Als die wirksamsten Hülfsmittel sind zu betrachten: große Dimensionen, um dem Wasser ganz ungehinderten Durchgang zu gestatten, und sehr geringes Heben des Ventils, sowie entweder Vergrößerung des Durchmessers des Druckrohres oder Anwendung geeigneter Mittel, um die Säule in continuirlicher Bewegung zu erhalten, ohne Wasser durch die Ventile zu ziehen. Herr C. Cowper hat bei mehreren großen Maschinen Ventile angewendet, bei welchen die Ventilringe in amphitheatralischer Form angeordnet waren, indem die äußern, größern Ringe höher als die innern kleinern standen, wodurch man in dem Centrum eine sichere Leitung erzielte.

Erschütterungen werden auch häufig durch das Zurückgehen des Kolbens durch einen Zwischenraum und Auftreffen auf eine in Ruhe befindliche Wassermenge, ohne irgend eine Thätigkeit der Ventile, verursacht. Die Form der Oeffnungen für den Durchgang des Wassers kann einigen Einfluß auf die der Wassersäule mitgetheilten Geschwindigkeit haben.

Obgleich die Anwendung vulkanisirten Kautschukes den durch das Aufschlagen der Ventile bewirkten Stoß nicht vermindert, so ist dieses Material doch mit großem Erfolge bei den Luftpumpenventilen der Schiffsdampfmaschinen verwendet worden. Der Verfasser zeigte eine Anzahl Ventile von vulkanisirtem Kautschuk von 38 Zoll Durchmesser, die 36 Hübe pro Minute machten und auf einem metallenen Gitter angebracht waren, dessen Oeffnungen $5/8$ □Zoll Größe hatten und bei welchem die Entfernung der Stäbe $1/8$ Zoll betrug.

Obgleich der vulkanisirte Kautschuk vollkommen ziemlich jede Compression aushalten kann, so wird doch seine Elasticität geschwächt, wenn er wiederholt der Ausdehnung auf einen langdauernden Zeitraum ausgesetzt wird. Man nimmt an, daß dies theils von einem Antheil mechanisch gebundenen Schwefels herrührt, welcher ausgeschieden wird, theils seinen Grund in der Substanz selbst hat, indem dieselbe beim Zusammenziehen Wärme absorbirt und selbige bei der Ausdehnung wieder von sich giebt. Oel macht Kautschukröhren zerbrechlich. Die längere Zeit fortdauernde Wirkung von Licht und Luft auf irgend ein Kautschukfabrikat reicht hin,

eine totale Aenderung in ihm hervorzubringen und es spröde zu machen. Röhren von Gutta-Percha zeigen eine große Dauerhaftigkeit, so lange sie sich unter Wasser befinden; setzt man sie jedoch, ohne daß sie mit einem Ueberzug versehen sind, mehrere Jahre dem Einflusse der Luft aus, so werden sie blättrig und können zu Stücken zerrieben werden. Die Gutta-Percha-Bedeckung der Drähte des unterseeischen Telegraphen war sehr dauerhaft unter Wasser, auf der Oberfläche der Dover-Klippe jedoch wurde sie bald zerstört. Als man sie hierauf in den Erdboden einlegte, verschwand dieser Uebelstand.

(Civil Engineer. Vol. XVI. p. 195.)

Wasserhebungsrad.

Das zu Chesapeake City aufgestellte Wasserhebungsrad bietet einige bemerkenswerthe Züge dar. Es wurde für die Chesapeake und Delaware Kanal-Gesellschaft von Merrick und Sohn aus Philadelphia erbaut und war bestimmt, den Kanal aus dem Back Creek (einem Nebenfluß des Elk River), welcher mit Chesapeak Bay in Verbindung steht, mit Wasser zu versorgen. Die Erbauer machten sich verbindlich, daß es 200,000 Cubikfuß Wasser pro Stunde bei einem Aufgange von 500 Pfund Anthrazit heben sollte.

Das Rad hat 39 Fuß Durchmesser und 10 Fuß Weite, besitzt eiserne Rosetten und Kränze mit hölzernen Armen, an welchen auf beiden Seiten des Rades hölzerne Wände sich befinden; überdies hat es 12 Schaufeln, die am äußern Theile gekrümmt sind, um das Wasser leichter aufnehmen zu können. Die Einlaßöffnungen befinden sich in der Peripherie und erstrecken sich ganz über dieselbe; die Auslaßöffnungen sind dagegen an jeder Seite nahe dem Mittelpunkte des Rades. Zwei 11 Zoll breite Zahnräder, deren Theilkreise 39 Fuß Durchmesser haben und deren Theilung $3\frac{1}{4}$ Zoll beträgt, sind eins an jedem Radkranze befestigt und greifen in zwei Vorgelege von 4 Fuß Durchmesser ein. Diese Vorgelege sind mit der Schwungradwelle einer Condensationsdampfmaschine, deren Cylinderdurchmesser 36 Zoll und Hub 7 Fuß beträgt, verbunden. Bei der gewöhnlichen Geschwindigkeit der Maschine von 24 Umdrehungen pr. Minute macht das Schöpfrad 2,46 Umdrehungen und es füllen sich dabei $29\frac{1}{2}$ Schaufel. Die Eintauchungstiefe des Rades wird durch Schleusenthore, die zwischen Fluß und Speisekanal angebracht sind und durch Schwimmer auf 1 Fuß 8 Zoll erhalten. Die Höhe zwischen den Wasserspiegeln in der Schleuse und dem Abzugskanal beträgt 17 Fuß 3 Zoll. Die gesammte Höhe, um welche das Wasser gehoben wird, kann nicht genau bestimmt werden und zwar aus dem Grunde, weil die Schaufeln erst dann aufhören, sich zu entleeren, wenn sie die verticale Mittellinie des Rades verlassen haben, sie beträgt jedoch nahe 18 Zoll mehr, als der Niveauabstand des untern und obern Wasserspiegels und stellt sich demnach auf ungefähr 18 Fuß 9 Zoll heraus.

Der Dampf wird aus 4 Kesseln von 42 Zoll Durchmesser und 50 Fuß Länge erhalten und wird gewöhnlich bei $\frac{1}{4}$ des Kolbenhubes abgeschlossen. Die Heizfläche beträgt 1100 □Fuß.

Maschine und Rad waren etwa 6 Monate in erfolgreicher Thätigkeit. Bevor die Gesellschaft beide annahm, stellte sie vom 12. bis 17. Juli Versuche an, wobei das vollbrachte Arbeitsquantum, der Kohlenverbrauch u. s. w. genau bemerkt wurden. Bei dieser Probe, welche $78\frac{1}{2}$ Stunden dauerte, wurden folgende Resultate erhalten.

Mittlerer Druck des Dampfes in den Dampfbehältern $52\frac{1}{4}$ Pfd. auf den Quadratzoll; Gesammtmenge der verbrauchten Kohlen $21\frac{1}{2}$ Tonnen oder 613 Pfd. pr. Stunde. Die pr. Stunde gehobene Wassermenge 227160 Cubikfuß oder bei 539 Pfd. Kohlen 200000 Cubikfuß; der bewirkte Nutzeffect war daher $200000 \cdot 66\frac{1}{2} = 12500000$ Pfd. gehoben um $17\frac{1}{4}$ Fuß oder 215625000 Pfd. 1 Fuß hoch gehoben bei dem Verbrauche von 539 Pfd. Brennmaterial oder pr. Pfd. Brennmaterial 400046 Pfd. Wasser und pr. Bushel Kohlen (94 Pfd.) 37604324 Pfd.

Der erhaltene absolute Effect würde sein, die Hubhöhe zu 18 Fuß 9 Zoll angenommen:

$$\frac{37604324 \cdot 18{,}75}{17{,}25} = 40707050 \text{ oder}$$

$40\frac{3}{4}$ Millionen Fußpfund pr. Stunde.

Im Laufe der nächsten Fahrzeit beabsichtigt man Indicator-Karten zu verzeichnen, während das Rad in Thätigkeit, um dadurch das Verhältniß von Kraft und Nutzeffect zu bestimmen.

Die gehobene Wassermenge wurde, wie folgt, bestimmt:

Am Ausflußkanal wurde eine Länge von 30 Fuß abgemessen, innerhalb welcher Distanz die Kanalbreite durchgängig 151 Zoll betrug. In Entfernungen von je 10 Fuß wurden 4 Messungen zur Bestimmung der Tiefe angestellt, im Ganzen also auf die Länge von 30 Fuß 12 Messungen, aus diesen das Mittel genommen und so die mittlere Tiefe erhalten, die mit der Weite multiplicirt den Querschnitt des Kanals ergab.

Die Geschwindigkeit des Wassers wurde zu wiederholten Malen mit Hülfe eines leichten, schwimmenden Körpers und mit einer Viertelsekunden schlagenden Uhr bestimmt. Das erhaltene Resultat kam der Wahrheit ziemlich nahe, obgleich es nicht Anspruch auf vollständige Genauigkeit machen kann.

(Journal of the Franklin Institute. — Civil Engineer. Vol. XVI. p. 163.)

Die räumliche Aufnahme und Cubirung von Bergen und Halden.

Von

Prof. J. Weisbach.

(Hierzu Taf. 5.)

Die vom Verfasser mehrfach angewendete Methode, der cubischen Bestimmung von Teichräumen, welche vom Herrn G. E. Röting im ersten Bande (1848) der ersten Folge dieser Zeitschrift ausführlich beschrieben wird, läßt sich auch sehr gut zur cubischen Aufnahme von Bergen und Halden anwenden. — Das Princip dieser Aufnahme besteht darin, daß man auf dem aufzunehmenden Grundstücke eine oder, nach Befinden, mehrere Abscissenaxen absteckt, diese, den Unebenheiten des Terrains entsprechend, in Theile theilt, durch die Theilpunkte Perpendikel legt und letztere ebenfalls absteckt und in, der Oertlichkeit angemessene, Theile theilt; und daß man endlich sowohl die End- als auch die Theilpunkte des so über das ganze Terrain weggezogenen Coordinatensystemes mit der Mensel einschneidet und mit einem Nivellirinstrumente einnivellirt. Dadurch erhält man die nöthigen Elemente zur Bildung von Querprofilen, mit Hilfe deren sich wieder das aufgenommene Grundstück nicht allein bildlich darstellen, sondern auch seinem Flächen- und seinem körperlichen Raume nach bestimmen läßt. Der Verfasser hat auf diese Weise schon größere Aufnahmen ausgeführt; er wird jedoch, um Weitläufigkeiten zu vermeiden, sich damit begnügen, die specielle Aufführung solcher Aufnahmen an einem keineren Beispiele, und zwar an einer Halde zu erläutern.

Die aufgenommene Berghalde ist auf Tafel 5 im Grundriß nebst den auf den Horizont umgelegten Querprofilen in ein Fünfhundertel der natürlichen Größe abgebildet. Die Abscissenaxe oder Basis ABCD ist, der Form der Halde entsprechend, in 17 ungleiche Theile getheilt, und durch jeden der Theilpunkte ist ein Querprofil, wie z. B. I ÷ I, II ÷ II, III ÷ III u. s. w. gelegt. Die Ausmessung dieser Grund- oder Standlinie wurde mittels der Meßkette vorgenommen, kann aber auch, wenn eine größere Genauigkeit verlangt wird, durch Meßstäbe mit Zuhilfenahme des Setzniveaus (S. Ingenieur, erste Folge. Band II.) ausgeführt werden. Zur Angabe der Perpendikel reicht bei kleineren Niveauunterschieden der Winkelspiegel oder das Prismakreuz aus; sind aber, wie z. B. bei Halden, die Niveauunterschiede groß, oder will man sehr genau arbeiten, so kann man sich hierzu eines kleinen Theodoliten (S. das erste Heft, Seite 13 ff.) bedienen, indem man denselben in allen Theilpunkten der Grundlinie aufstellt, daselbst nach dieser Linie orientirt, und seine Alhidade sammt dem mit ihr verbundenen Fernrohre um 90 Grad dreht. Das so über die Halde weggezogene Coordinatensystem ist ferner auf eine Mensel aufgetragen worden, die man hierauf nach und nach über die Punkte A, B, C, D der Standlinie gestellt und daselbst nach dieser Linie orientirt hat; und hierbei sind mittels der Kippregel nicht allein die Grenzpunkte, sondern auch die Theilpunkte der Querprofile eingeschnitten worden. Auf diese Weise hat man sich erst einen vollständigen Grundriß der Halde verschafft; um aber auch die Lage der Grenz- und Theilpunkte der Halde über- und untereinander zu ermitteln, und dadurch die körperliche Gestalt derselben kennen zu lernen, hat man hohe Nivellirstangen (S. Ingenieur, Band II.) nach und nach auf die Grenz- und Theilpunkte der Halde aufgestellt, und diese nicht blos mittels der Kippregel auf der Mensel eingeschnitten, sondern auch gleichzeitig mittels eines Nivellirinstrumentes, welches nach und nach in vier Punkten der Halde, zur Seite von AD aufgestellt worden war, einvisirt. Jede so gefundene Höhe hat der Beobachter am Nivellirinstrumente nicht allein aufgezeichnet, sondern auch dem Ingenieur an der Mensel mitgetheilt, welcher sie wiederum sogleich an den betreffenden Einschnittspunkt anschreiben mußte.

Die Anzahl der Aufstellungen des Nivellirinstrumentes hängt natürlich nicht allein von den Längen- und Breitenausdehnungen, sondern auch von den Erhöhungen und Vertiefungen des aufzunehmenden Terrains ab; um aber alle Höhenbeobachtungen auf denselben Horizont zurückführen zu können, muß man nach jedem Wechsel des Standpunktes des Instrumentes mindestens noch einen Theil- oder Grenzpunkt ein zweites Mal anvisiren. Die Differenz zwischen den von zwei verschiedenen Standpunkten aus gefundenen Höhen eines und desselben Punktes ist natürlich die Erhebung des einen Standpunktes über den andern, und also auch diejenige Zahl, um welche die sämmtlichen Angaben des Nivellirinstrumentes von einem Standpunkte aus vergrößert oder verkleinert werden müssen, um sie auf den andern Standpunkt zu reduciren. Da man die Nivellirstangen nicht leicht über 10 Meter lang anwenden kann, so werden bei großem Ansteigen des Terrains zuweilen sehr viele und nicht selten ganz ungünstige Aufstellungen des Nivellirinstrumentes nöthig, weshalb in diesem Falle anstatt des Nivellirinstrumentes der kleine Theodolit mit Vortheil gebraucht werden kann, zumal da bei solchen körperlichen Aufnahmen nicht immer die größte Schärfe verlangt wird. Wenn dann die Länge der Nivellirstange nicht ausreicht, um sie in horizontaler Richtung anvisiren zu können, so beobachtet man

an dem Höhenkreis des Theodoliten den Depressionswinkel der Stangenspitze, und berechnet sich die Tiefe (a) derselben unter dem Horizonte des Instrumentes aus diesem Winkel (α) und der Entfernung (d) der Nivellirstange vom Instrumente mittels der bekannten Formel $a = d \tang \alpha$.

Um die Querprofile anzufertigen, zieht man die gefundenen Höhen von der Höhe für den tiefsten Punkt des ganzen Terrains ab, und trägt die gefundenen Differenzen in den entsprechenden Grenz- und Theilpunkten als Ordinaten auf; verbindet man dann die erhaltenen Endpunkte durch einen Zug mit einander, so erhält man in demselben das gesuchte Querprofil, aufgeklappt auf den Horizont des tiefsten Punktes der Aufnahme. Bei der vorliegenden Aufnahme sind z. B. die westlichen Endpunkte der Profile VI und VII die tiefsten Punkte der ganzen Halde, und man hat daher auch die sämmtlichen Querprofile als auf den durch diese Punkte gelegten Horizont sich umgeklappt zu denken.

Durch Hinzufügung von Horizontalabschnitten gewinnt die bildliche Darstellung einer cubischen Aufnahme noch besonders an Deutlichkeit, zumal, wenn man dieselben in gleichen Abständen übereinander legt, und die sogenannten Koten (franz. cotes) anschreibt. Beides ist in dem beigefügten Plane auf Tafel 5 geschehen. In Vertikalabständen von je 1 Lachter = 2 Meter sind hier über der angegebenen tiefsten Horizontalebene noch sechs Horizontalabschnitte gelegt und deren Begrenzungen durch rothe Curven angegeben worden; auch hat man durch die an mehreren Stellen angeschriebenen Koten die Lage dieser Schnitte über der Grundebene durch den tiefsten Punkt der Halde in Lachtern ausgedrückt. Die Ausmittelung dieser Horizontalabschnitte geschieht einfach dadurch, daß man parallel zu der Grundlinie eines jeden Querprofiles in Abständen von je ein Lachter (oder nach Befinden, von je $\frac{1}{2}$ Lachter u. s. w.) gerade Linien zieht, von den Durchschnitten dieser Linien mit dem Umriß des Profiles Perpendikel auf die Grundlinie desselben herabläßt, und die hierbei erhaltenen Lothpunkte der verschiedenen Querprofile, welche einer und derselben Höhe entsprechen, durch einen Zug mit einander verbindet.

Um den cubischen Raum der Aufnahme zu finden, hat man zunächst die Inhalte sämmtlicher Querprofile auszumitteln, und dann von folgender Formel wiederholt Gebrauch zu machen.

$$V = \frac{l_1 + l_2}{6} [2 (F_0 + F_1 + F_2) + \frac{l_2}{l_1}(F_1 - F_0) + \frac{l_1}{l_2}(F_1 - F_2)]$$

in welcher

F_0, F_1, F_2 die Inhalte von drei benachbarten Profilen,

l_1 den Horizontalabstand zwischen den zwei benachbarten Profilen F_1 und F_0,

l_2 den Horizontalabstand zwischen den benachbarten Profilen F_2 und F_1, und

V das Volumen des von F_0 und F_2 begrenzten und von F_1 durchschnittenen Raumes bezeichnen.

Bei dem hier beigefügten Beispiele ist eine 9malige Anwendung dieser Formel nöthig gewesen.

Die Querprofile kann man bei der Berechnung aus Dreiecken, Parallelogrammen, Trapezen und niedrigen Segmenten zusammengesetzt annehmen. Verbindet man die Endpunkte der Perpendikel in den Endpunkten eines jeden Querprofiles durch eine gerade Linie mit einander, und denkt man sich dieselbe mit dem Profile wieder aufgerichtet, so erhält man in ihr ein Element zur Bestimmung der Gebirgsfläche, auf welcher der aufgenommene Berg oder die Halde steht, da diese Fläche als eine windschiefe Fläche angesehen werden kann, welche die so zu findenden Transversalen aller Querprofile I ÷ I, II ÷ II, III ÷ III u. s. w. enthält. Wenn es darauf ankommt, das eigentlich Berg- oder Haldenvolumen auszumitteln, so hat man daher auch nicht die Inhalte der vollständigen Querprofile in Rechnung zu bringen, sondern sich nur mit denjenigen Theilen derselben zu begnügen, welche über diesen Transversalen liegen; und daher von jedem vollständigen Querprofile das unter jeder Transversalen liegende Trapez in Abzug zu bringen. Durch Anwendung eines Planimeters kann natürlich die Ausmittelung der Querprofile außerordentlich abgekürzt werden.

In unserem Beispiele ist der Inhalt des Oten oder Anfangsprofiles, so wie auch des letzten oder Endprofiles = Null, ferner der des ersten Profiles

(I ÷ I) = 30,910 Quadratmeter, der des zweiten Profiles
(II ÷ II) = 58,962 " der des dritten "
(III ÷ III) = 82,230 " der des vierten "
(IV ÷ IV) = 88,777 " u. s. w.; ferner

der horizontale Abstand

zwischen dem Anfangspunkte und dem Profile (I ÷ I) = 5,91 Lachter,

der zwischen dem Profile (I ÷ I) und dem Profile (II ÷ II) = 2,17 Lachter,

der zwischen dem Profile (II ÷ II) und dem Profile (III ÷ III) = 4,75 Lachter,

der zwischen dem Profile (III ÷ III) und dem Profile (IV ÷ IV) = 3,93 Lachter u. s. w.

Hiernach bestimmt sich das Volumen des ersten Haldenstückes:

$$V_1 = \frac{8{,}08}{6} (2 \cdot 89{,}872 + \frac{2{,}17}{5{,}91} \cdot 30{,}910 + \frac{5{,}91}{2{,}17} \cdot 28{,}052)$$

$$= \frac{4{,}04}{3} (179{,}744 + 11{,}349 + 76{,}400) = \frac{4{,}04}{3} \cdot 267{,}493 =$$

360,214 Cubik-Lachter,

ferner das Volumen des zweiten Haldenstückes:

$$V_2 = \frac{8,68}{6}\left(2.229,969 + \frac{3,93}{4,75}\,23,268 + \frac{4,75}{3,93}\cdot 6,547\right) =$$

704,668 Cubik-Lachter u. s. w.

Folgende Tabelle giebt die Inhalte sämmtlicher Querprofile, nebst ihren Abständen von einander sowie auch die hieraus berechneten cubischen Räume.

Inhalte der Querprofile (F) Quadratlachter	Abstände der Querprofile (l) Lachter	Volumen zwischen den Querprofilen (V) Cubiklachter
0,000	5,91	
30,910		390,214
58,962	2,17	
58,962	4,75	
82,230		704,668
88,777	3,93	
88,777	4,47	
135,538		1158,499
153,517	4,03	
153,517	3,48	
153,381		1211,693
156,167	4,35	
		3465,074 Uebertrag
156,167	5,52	
144,114		1541,053
124,617	4,96	
124,617	3,18	
107,231		995,468
50,224	6,34	
50,224	4,35	
44,937		416,020
37,819	4,62	
37,819	3,17	
36,190		212,894
26,470	4,98	
26,470	4,36	
12,789		123,791
0,000	0,96	

Volumen der ganzen Halde: 6724,300 Cubiklachter.

Ueber die Herstellung von Schiebercurven und deren Anwendung bei Construction von Steuerungs- und Expansionsvorrichtungen.

Von

C. H. Schmidt,

Lehrer an der Gewerbschule in Zittau.

(Hierzu Tafel 6.)

Es kann nicht Absicht sein, auf den wenigen, hier zur Disposition stehenden Blättern eine vollständige und erschöpfende Abhandlung über die in so mannigfacher Anordnung auftretenden Steuerungs- und Expansions-Vorrichtungen zu liefern. Die vorliegende Abhandlung hat nur den Zweck, an einer Reihe von Beispielen das Verfahren zu erläutern, das man anzuwenden hat, um auf constructivem Wege den Lauf eines derartigen Mechanismus kennen zu lernen, und hat sich vorzugsweise die Herstellung der Schiebercurven, d. h. derjenigen Curven, bei denen die correspondirenden Stellungen des Kolbens und Schiebers beziehungsweise als Abscissen und Ordinaten auftreten, zur Aufgabe gestellt, da durch dieselben die Schieberbewegungen in sehr anschaulicher und für die Beurtheilung überaus günstiger Weise dargestellt werden können. Sie behandelt daher keineswegs alle bisher zur Anwendung gekommenen Vorrichtungen, sondern nur solche, die mit Schieber und Excentrik arbeiten, und zwar, vom einfachen zum zusammengesetzten fortschreitend, eine Auswahl derjenigen, die zur Erreichung des beabsichtigten Zweckes am geeignetsten erscheinen; sie nimmt auch keine Rücksicht auf die Mechanismen, die Schieber und Excentrik verbinden, sondern giebt nur, wo es nöthig erscheint, einige Andeutungen darüber. Dabei wird stets angenommen, daß Excentrik und Krummzapfen auf einer Welle sitzen, daß beide sich in der Richtung bewegen, wie die Zeiger einer Uhr,

und daß ſowohl die Bläuelſtange des Krummzapfens als die Schieberſtange des Excentriks im Verhältniß zum Krummzapfen und der Excentricität ſo lang ſind, daß die durch deren Abweichen von der Vertikalen herbeigeführten Verkürzungen außer Acht gelaſſen werden können.

1) Vertheilungsſchieber ohne Voreilen und Deckung.

Fig. 1.

In dieſem Fall ſteht bekanntlich das Excentrik um 90° vom Krummzapfen entfernt, und es muß die Länge der Schieberſtange ſo genommen werden, daß die Dampfkanäle ſich öffnen, wenn der Kolben am Ende ſeines Laufes ſich befindet.

Obſchon dieſe Steuerung nichts bemerkenswerthes bietet, wollen wir doch die betreffende Schiebercurve conſtruiren, da ſich das im Allgemeinen hierbei zu beobachtende Verfahren gerade hier am einfachſten angeben läßt.

Man beſchreibe aus dem Punkt C mit dem Kurbelhalbmeſſer o'C und dem Excentrikhalbmeſſer oC Kreiſe, theile dieſe in eine gleich große Anzahl beziehungsweiſe gleicher Theile, indem man beim Kurbelkreis vom Endpunkt des horizontalen, beim Excentrikkreis vom Endpunkt des vertikalen Durchmeſſers ausgeht, und numerire dieſelben ſo, daß die Nullpunkte um 90° entfernt ſtehen. Fällt man dann von den Punkten 1, 2, 3 u. ſ. f. des Excentrikkreiſes Perpendikel auf den vertikalen Durchmeſſer 06 und von den Punkten 1', 2', 3', u. ſ. f. des Kurbelkreiſes Perpendikel auf den horizontalen Durchmeſſer 0'6', ſo geben offenbar die Fußpunkte A, B, C, D u. ſ. f. dieſer letztern Perpendikel die Poſitionen des Kolbens an, die den Poſitionen 1, 2, 3 u. ſ. f. des Excentrikmittelpunktes oder den durch das Excentrik bewirkten Verſchiebungen des Ventils a1, b2, C3 u. ſ f. entſprechen.

Um nun die zugehörende Schiebercurve zu zeichnen, ziehen wir durch die obere Schieberkante z eine horizontale LS, bezeichnen auf derſelben die den Kurbelſtellungen 1', 2', 3' u. ſ. f. entſprechenden Kolbenſtellungen mit M, N, P, Q, R und tragen in dieſen Punkten die correſpondirenden Schieberſtellungen aus dem Excentrikkreis als rechtwinklige Ordinaten auf, indem wir

Mm = a1, Nn = b2,
Pp = C3, Qq = d4 u. ſ. f.

machen. Verbinden wir dann die hierdurch erhaltenen Punkte L, m, n, p, q, r, S, t u. ſ. f. mit einander, ſo erhalten wir eine geſchloſſene, ſtetig krumme Linie, welche die ſogenannte Schiebercurve darſtellt und im vorliegenden Fall eine Ellipſe mit horizontaler Are bildet.

Dieſe Curve giebt nun ein ſehr anſchauliches Bild der Schieberbewegung. Die obere Schieberkante z durchläuft die Punkte L, m, n, p, q, r, S, und es iſt während dieſer Bewegung dem aus dem Keſſel zuſtrömenden Dampf der Eintritt geſtattet. Iſt die Schieberkante z nach S, alſo der Kolben an das Ende ſeines Laufes gelangt, ſo wird der Dampfzutritt geſchloſſen, aber zugleich auch, da der Schieber immer höher hinaufgeht, die Communication mit der Ausblaſeöffnung hergeſtellt und unterhalten, während die obere Schieberkante die Punkte S, t, u, v, w, x, L durchläuft, von wo an die Bewegung in derſelben Weiſe ſich wiederholt.

In dem unter der Fig. 1 gezeichneten Diagramm ſtellt die obere Curve Ta'b'c'd'e'S die den Kolbenſtellungen TABC ... entſprechende Größe der Eintrittsöffnung, die untere Ta''b''c'' ... die denſelben Stellungen entſprechende Größe der Austrittsöffnung des Dampfes dar. Dieſes Diagramm iſt im vorliegenden Fall übereinſtimmend mit der oben gezeichneten Schiebercurve; es wurde hier nur deshalb gezeichnet, weil bei andern Vorrichtungen dieſe Uebereinſtimmung nicht mehr ſtattfindet.

So wie hier ſoll bei allen in der Folge zu zeichnenden Diagrammen die horizontale Schraffirung die Oeffnung des Dampf zuführenden, die vertikale Schraffirung die Oeffnung des Dampf abführenden Kanals angeben.

2) Vertheilungsſchieber mit Voreilen aber ohne Deckung.

Fig. 2.

Um bei ſchnell laufenden Maſchinen ſogleich am Anfang des Kolbenhubs eine größere Dampfmenge eintreten zu laſſen, und zugleich auch dem entweichenden Dampf einen bequemen Ausweg zu verſchaffen, ſtellt man das Excentrik ſo, daß es mit dem Krummzapfen einen ſtumpfen Winkel bildet, und nimmt die Länge der Schieberſtange ſo, daß der Schieber ſowohl den Dampf zuführenden, als auch den Dampf abführenden Kanal ſchon um ein Geringes geöffnet habe, wenn der Kolben am Anfang ſeines Hubes ſich befindet. Die Größe dieſer Oeffnung (in Linien oder Millimetern) nennt man das Voreilen, und den Winkel, um den das Excentrik aus der frühern rechtwinkligen Stellung gegen den Krummzapfen verrückt wird, den Winkel des Voreilens.

Fig. 2 ſtellt die betreffende Schiebercurve dar, unter der Vorausſetzung, daß der Winkel des Voreilens $22\frac{1}{2}^0$ betrage. Um dieſe Curve zu conſtruiren, zeichnen wir wieder aus dem Mittelpunkte C Kurbel- und Excentrikkreis wie früher, theilen dieſelben auch wieder in eine gleiche Anzahl beziehungsweiſe gleicher Theile, gehen aber beim Excentrikkreis von einem Punkte o aus, der um $22\frac{1}{2}^0$ rechts von dem vertikalen Durchmeſſer liegt, ziehen durch dieſen Punkt die vertikale Sehne yy', und fällen auf dieſelbe Perpendikel aus den Theilpunkten 1, 2, 3, 4 u. ſ. f. Die Entfernung dieſer Sehne yy' vom vertikalen Durchmeſſer des Excentriks giebt den Betrag des Voreilens, d. h. die

Entfernung der obern Schieberkante z von der Kante z′ des Dampfkanals. Zeichnet man nun den Schieber in der hierdurch angegebenen Stellung, zieht durch seine obere Kante z die horizontale LS und trägt in den Punkten M, N, P, Q u. s. f. die den Kurbelstellungen 1′, 2′, 3′ u. s. f. entsprechenden Stellungen des Schiebers aus dem Excentrikkreis, d. h. die von den Theilpunkten 1, 2, 3 u. s. f. auf die Sehne yy′ gefällten Perpendikel, als Ordinaten auf, und zwar so, daß die rechts von yy′ gefällten Perpendikel unterhalb, die links gefällten oberhalb der Horizontalen LS zu liegen kommen; so giebt dann die Verbindung der so erhaltenen Punkte L, m, n, p, q, r, s, t u. s. f. die gesuchte Schiebercurve, die hier als eine Ellipse auftritt, deren Are einen gewissen Winkel mit der Horizontalen LS bildet.

Zieht man durch die Kanten des Dampfkanals die Horizontalen z′z′ und z″z″ und verfolgt den Lauf des Schiebers, so findet man, daß die Eintrittsöffnung des Dampfes sich Anfangs vergrößert, daß sie am weitesten offen ist, wenn sich der Kolben in der Nähe des Punktes N befindet, daß von hier aus sich diese Oeffnung wieder vermindert, bis endlich in einem zwischen den Kolbenpositionen R und S gelegenen Punkte k die obere Schieberkante an die obere Kante des Dampfkanals gelangt und in diesem Moment den Eintritt des Dampfes abschließt. Da aber der Schieber weiter nach oben geht, so rückt die innere Schieberkante über die untere Kante z″ des Dampfkanals hinauf, und die Communication mit dem Ausblaserohr ist hergestellt, noch ehe der Kolben das Ende seines Laufes erreicht hat. Derselbe Vorgang wiederholt sich nun auf der Rückseite des Kolbens, indem der Dampf durch den untern Kanal eintritt.

Um das zugehörende, unter der Figur gezeichnete Diagramm herzustellen, geben wir auf der Linie TS die Kolbenstellungen A, B, C ..., an, und tragen als Ordinaten in diesen Punkten die denselben correspondirenden Oeffnungen der Kanäle an, d. h. wir machen Tg′, Aa′, Bb′, u. s. f beziehungsweise gleich den Entfernungen der Punkte L, m, n ... der Schiebercurve von der Horizontalen z′z′. Die horizontale Schraffirung entspricht wieder der Dampf zuführenden, die vertikale der Dampf abführenden Oeffnung; im Punkt k wechselt der Dampf.

3) Vertheilungsschieber mit Voreilen und Deckung.

Fig. 3a und 3b.

Um das im vorhergehenden Fall eintretende Absperren des Dampfes vor Vollendung des Kolbenlaufs nach Belieben zu vergrößern, zugleich auch das Austreten desselben zu erleichtern, aber dessenungeachtet nicht zu viel Gegendampf zu erhalten, verändert man den Hub des Schiebers und verlängert die deckenden Schieberflächen über die Kanalbreite hinaus. Diese Verlängerungen oder diese Ueberhänge, die die Schieberflächen bei der mittlern Stellung des Schiebers über die Dampfkanäle haben, nennt man Deckungen und unterscheidet dabei äußere Deckung oder Deckung auf der Dampfseite, und innere Deckung, oder Deckung auf der Ausblaseseite. Die Deckung findet hauptsächlich auf der Dampfseite statt, doch giebt man gewöhnlich auch eine geringe Deckung auf der Ausblaseseite, um ein zu frühes Ausströmen zu verhindern, wenn das Voreilen groß ist. Fig. 3b zeigt einen derartigen Schieber in seiner mittlern Stellung und läßt äußere und innere Deckung erkennen. Damit der Schieber sowohl beim Auf- und Niedergang des Kolbens in gleicher Weise die Dampfeinströmung bewirke, muß der mittleren Stellung des Schiebers auch die mittlere Stellung des Excentriks entsprechen, es muß daher die Länge der Stange, welche Excentrik und Schieber verbindet, so genommen werden, daß für horizontale Stellung des Excentriks der Schieber so zu stehen kommt, daß beide äußeren und beide inneren Ueberhänge gleich groß werden. Hat man auf diese Weise die richtige Länge der Schieberstange ermittelt, so bestimmt man die Stellung des Excentriks auf der Welle, indem man den Krummzapfen in vertikale Stellung bringt und das Excentrik so weit nach abwärts verschiebt, bis der Schieber eben den Dampfkanal um ein Geringes öffnet. Das Excentrik rückt hierbei noch mehr aus seiner rechtwinkligen Stellung zum Krummzapfen, als im vorhergehenden Fall, denn es muß für den äußersten Stand des Kolbens schon um den Betrag des Voreilens + der Größe der äußeren Deckung aus seiner mittlern Stellung entfernt sein. Fig. 3a zeigt die beiden Stellungen des Schiebers, die den äußersten Kolbenpositionen entsprechen; für die in der Figur angenommenen Verhältnisse beträgt die Verschiebung des Excentriks aus der zum Kolben rechtwinkligen Stellung gegen 36°.

Um die Schiebercurve darzustellen, zeichnen wir aus dem Punkte C wieder Kurbel- und Excentrikkreis und theilen den erstern in eine beliebige Anzahl gleicher Theile, wobei wir vom linken Endpunkt des horizontalen Durchmessers ausgehen. Im Excentrikkreis ziehen wir die Sehne yy′ rechts vom Mittelpunkt in einer Entfernung, die gleich ist dem Voreilen + dem Betrag der äußern Deckung, und fangen Theilung und Numerirung des Kreisumfanges in dem Punkt o an, in welchem die Sehne den Kreis oberhalb des Durchmessers schneidet. Nun fällt man von den Theilpunkten 1, 2, 3, ... des Excentrikkreises Perpendikel auf die Sehne yy′, von den Theilpunkten 1′, 2′, 3′ ... des Kurbelkreises Perpendikel auf den Durchmesser 0′ 6′, zieht dann durch die obere Schieberkante z die Horizontale LS und trägt in den Punkten M, N, P ... die von den Punkten 1, 2, 3 ... des Excentrikkreises auf die Sehne yy′ gefällten Perpendikel als rechtwinklige Ordinaten auf und zwar so, daß die rechts von yy′ gefällten Perpendikel unterhalb, die links gefällten oberhalb LS angetragen werden.

Die Verbindung der so erhaltenen Punkte L, m, n, p, q, r, s, ... giebt die Schiebercurve, welche der Kante z entspricht. Um nun noch die Vorgänge beim Austritt des Dampfes kennen zu lernen, construirt man auf dieselbe Weise eine gleiche Curve für die innere Schieberkante z'''.

Ziehen wir nun Horizontale durch die Kanten der Dampfkanäle, so finden wir, daß im Punkt i die äußere Schieberkante z die Kante des oberen, im Punkt k hingegen die innere Schieberkante z''' die Kante des unteren Dampfkanals erreicht, mithin im Punkt i der Eintritt, im Punkt k der Austritt des Dampfes abgeschlossen wird, daß von hier an auf eine gewisse Länge der Dampf weder ein- noch austreten kann, und daß endlich gegen das Ende des Kolbenlaufes beide Kanäle sich wieder öffnen, um nun den Dampf in entgegengesetzter Weise zu leiten.

Das unter Fig. 3a gezeichnete Diagramm, das ganz auf die früher angegebene Weise durch Auftragen der den einzelnen Kolbenpositionen entsprechenden Oeffnungen der Kanäle construirt wird, stellt diese Vorgänge anschaulich dar. Horizontale und vertikale Schraffirung geben beziehungsweise Ein- und Austrittsöffnung des Dampfes an. Im Punkt I hört das Einströmen, im Punkt K das Entweichen auf, und am Ende des Kolbenlaufs ist eine dem Voreilen des Schiebers entsprechende Eintrittsöffnung und eine bedeutend größere Austrittsöffnung hergestellt.

Man überzeugt sich leicht, daß durch Veränderung der Excentricität oder des Schieberlaufes eine abweichende Schiebercurve entsteht und folglich auch eine andere Vertheilung des Dampfes eintritt. Vergrößert man die Hubhöhe des Schiebers, so erhält der Excentrikkreis einen größeren Durchmesser, während die Sehne yy' und die Schieberkante z ihre frühere Lage beibehalten, dadurch rücken die Punkte unterhalb LS weiter abwärts, die Punkte oberhalb LS weiter aufwärts, es verändert sich die Lage der Durchschnittspunkte i und k und hiermit das Aus- und Einströmen des Dampfes, oder der Grad der Expansion. Die hierdurch zu erzielende variable Expansion wendet man vorzugsweise bei Locomotiven an, indem man die Zugstange des Excentriks und die Schieberstange an verschiedenen Punkten eines Hebels angreifen läßt und durch Veränderung dieser Angriffspunkte eine Veränderung des Schieberlaufes bewirkt. Die bekannte Locomotivsteuerung von Stephenson ist auf ähnliche Weise angeordnet.

4) Expansionssteuerung durch eine einfache Platte auf der Rückwand der Dampfkammer.

Fig. 4—7.

Fig. 4 zeigt diese Anordnung im Querschnitt; die Fig. 5 und 7 geben die Construction der Schiebercurven, erstere für den Fall, daß der Expansionsschieber eine gleiche, letztere hingegen für den Fall, daß derselbe eine doppelt so große Anzahl Hübe macht, als der Vertheilungsschieber. Im letztern Fall muß das Excentrik des Expansionsschiebers durch ein doppelt übersetztes Räderwerk umgetrieben, oder der Schieber durch eine Hebescheibe in Bewegung gesetzt werden, die für jede Umdrehung der Kurbel zweimal hebt. Der Vertheilungsschieber bewegt sich wie gewöhnlich mit einem angemessenen Grad von Voreilen und Deckung; wir nehmen auf denselben keine Rücksicht, sondern stellen blos die dem Expansionsschieber entsprechenden Schiebercurven und Diagramme dar. Die ausgezogene Curve und das Diagramm D, in Fig. 5, entsprechen dem Lauf der untern Schieberkante und der Bewegung des Kolbens von links nach rechts, die punktirte Curve und das Diagramm D' beziehen sich auf die obere Schieberkante und den Rücklauf des Kolbens. Der Mittelpunkt des Excentriks steht um 45° hinter dem Krummzapfen, der Schieber ist so gestellt, daß er für den Beginn des Kolbenhubes die Eintrittsöffnung des Dampfes schon über die Hälfte frei gemacht hat; er geht zuerst nach oben, steigt aber sehr bald wieder abwärts; seine untere Kante verschließt im Punkt i die Oeffnung und hält dieselbe geschlossen, bis gegen Ende des Kolbenlaufes, wo sie sich wieder öffnet und wo nun die obere Schieberkante dieselbe Stellung gegen die Oeffnung einnimmt und in derselben Weise die Absperrung im Punkte k bewirkt, wie es früher durch die untere Kante im Punkte i geschah. Im vorliegenden Fall hat man Dampfzutritt während $^5/_7$ des Kolbenlaufes und für $^2/_7$ Expansionswirkung.

Die Darstellung der beiden Curven in Fig. 5 ist ohne weitere Erläuterung aus der Zeichnung ersichtlich. Die Sehne yy' im Excentrikkreis legt man durch einen Punkt o, der um 45° von dem horizontalen Durchmesser entfernt ist, fängt von Punkt o die Theilung und Numerirung an, und trägt die von den Theilpunkten des Excentrikkreises auf die Sehne yy' gefällten Perpendikel in den correspondirenden Punkten der durch die Schieberkanten gezogenen Horizontalen nach oben und unten an, je nachdem sie beziehungsweise links und rechts von yy' gelegenen Theilpunkten entsprechen, und verbindet die so erhaltenen Punkte durch eine stetig krumme Linie.

Damit die beabsichtigte Absperrung beim Vor- und Rücklauf des Kolbens in gleicher Weise erfolge, ist es erforderlich, daß die obere Schieberkante nach Vollendung des Kolbenlaufs genau dieselbe Stellung zur Oeffnung erhalte, welche bei Beginn des Hubes die untere Kante hatte. Um dies zu erreichen, sind gewisse Verhältnisse zu berücksichtigen, die wir mit Hilfe der Fig. 6 ermitteln wollen.

Nach Verlauf einer halben Umdrehung der Kurbel ist der Mittelpunkt des Excentriks aus dem Punkte o des Excentrikkreises Fig. 5 in den diametral gegenüber gelegenen Punkt 6 gelangt, und der Schieber ist um einen Weg = 2d

abwärts gegangen, wenn wir mit d die Entfernung der Sehne yy′ vom Mittelpunkte C des Excentrikkreises bezeichnen. In Fig. 6 sei nun

gc die Höhe der Oeffnung in der Rückwand der Dampfkammer,

eb die Länge des Schiebers,

eg und fc die durch den Schieber hergestellten Oeffnungen am Anfang und Ende des Kolbenhubes.

Man hat dann:

$$bf = be + eg - fg = be + eg - (cg - cf).$$

Setzt man nun

$bf = 2d$,

$be = s$,

$cg = h$ und

$eg = cf = v$,

so wird

$$2d = s + v - h + v,$$

$$d = \frac{s - h}{2} + v.$$

Ist s und h gegeben, so kann man v wählen und d bestimmen, oder umgekehrt. Auf die Größe der Excentricität kommt dabei nichts an, die Veränderung derselben verändert blos die kleine Axe der Ellipse, bewirkt auch einen andern Grad der Absperrung, führt aber den Schieber immer wieder in die erforderliche Lage zurück, so lange der Werth von d ungeändert bleibt. Der Maximalwerth der Excentricität ist = d; nimmt man diesen an, so kommt der Punkt o Fig. 5 an den Endpunkt des horizontalen Durchmessers zu liegen, und der Excentrikmittelpunkt hat dieselbe Lage wie der Krummzapfen. Rückt man unter Beibehaltung aller anderen angenommenen Dimensionen die Sehne yy′ näher an den Durchmesser, verändert also die Stellung des Excentriks, so nähert sich die große Axe der Ellipse mehr der horizontalen, die kleine Axe nimmt an Länge zu, der Durchschnittspunkt i rückt weiter nach rechts und die Absperrung tritt sonach später ein; wird hingegen die Sehne yy′ mehr vom Durchmesser entfernt, so wird der Winkel, den die große Axe mit der horizontalen bildet, größer, die Ellipse selbst erscheint mehr gestreckt, der Durchschnittspunkt i rückt weiter nach links und die Expansionswirkung wird vergrößert. Läßt man hingegen die Sehne yy′ in derselben Entfernung vom Durchmesser und vergrößert die Excentricität, so wächst die kleine Axe der Ellipse, während die große fast dieselbe Lage und Größe beibehält, dadurch rückt ebenfalls der Punkt i weiter rechts, die Absperrung vermindert sich; die Verkleinerung der Excentricität bewirkt das Gegentheil. Man kann also auf diese Weise innerhalb beliebiger Grenzen die Expansion verändern; aber eine frühe Absperrung erfordert auch einen langen Schieber, damit der Dampf nicht zu früh Zutritt erhalte und Störungen herbeiführe.

Macht das Excentrik des Expansionsschiebers eine doppelt so große Anzahl Umläufe, als dasjenige des Vertheilungsschiebers, so kann man, wie Fig. 7 zeigt, die Absperrung innerhalb weiter Grenzen verändern. Es giebt diese Figur Schiebercurven und Diagramme für zwei verschiedene Stellungen des Schiebers und Excentriks. Der Schieber M steht so, daß er beim Beginn des Kolbenhubes eben den Dampfzutritt eröffnet, der Schieber M′ hingegen ist so gestellt, daß er für denselben Moment nicht nur die Dampfeintrittsöffnung vollkommen aufgedeckt, sondern sich auch noch ein Stück über dieselbe erhoben hat. Der Schieberstellung M entspricht der Excentrikkreis C, die mit vollen Linien gezeichnete Curve und das Diagramm D; zur Schieberstellung M′ gehört der Excentrikkreis C′, die punktirte Curve und das Diagramm D′.

Um diese Curven zu zeichnen, theile man den Kurbelkreis in doppelt so viel Theile, als den Excentrikkreis, bei ersterm vom Endpunkt des horizontalen Durchmessers, bei letzterm vom Durchschnittspunkt der Sehne yy′ mit dem Kreisumfang ausgehend, ziehe dann durch die untere Schieberkante eine Horizontale, bestimme auf derselben die den Kurbelstellungen 1′, 2′, 3′, u. s. f. entsprechenden Kolbenpositionen und trage in den letztern die von den correspondirenden Theilpunkten des Excentrikkreises auf die Sehne yy′ gefällten Perpendikel als rechtwinklige Ordinaten zuerst von links nach rechts, sodann von rechts nach links auf und verbinde die so erhaltenen Punkte in der Reihenfolge, in der sie aufgetragen wurden. Zieht man nun durch die Kanten der Dampfzutrittsöffnung horizontale Linien und trägt die sich dadurch ergebenden Oeffnungshöhen an den entsprechenden Punkten einer geraden Linie auf, so erhält man die Diagramme D und D′, welche sehr anschaulich die verschiedenen Grade der Absperrung erkennen lassen, die mit diesen beiden Stellungen des Schiebers zu erreichen sind. Die Schieberstellung M sperrt bei $^2/_3$, diejenige M′ bei $^1/_3$ des Kolbenhubes ab, und letztere giebt gegen Ende des Kolbenlaufes noch eine bedeutende Menge Dampf, so daß man, um Störungen zu vermeiden, durch den Vertheilungsschieber noch eine genügende Absperrung herbeiführen muß. So lange es sich nur um den regelmäßigen Lauf des Schiebers handelt, hat man auf bestimmte Verhältnisse nicht weiter Rücksicht zu nehmen; man kann Excentrik und Schieber in ganz beliebige Lage bringen, so wird doch der Schieberlauf für den vor- und rückwärtslaufenden Kolben stets in gleicher Weise vor sich gehen, die Kreuzungspunkte der Curven werden alle in die durch den Mittelpunkt des Kurbelkreises gezogene Vertikale fallen. Durch Verstellung des Excentriks oder Veränderung der Länge der Schieberstange und dadurch der Stellung des Schiebers muß man die den gemachten Anforderungen entsprechenden Verhältnisse aufzufinden suchen.

5) Expansionssteuerung mittelst einer durchlochten Platte auf der Rückwand der Dampfkammer.

Fig. 8—11.

Fig. 8 zeigt diese Vorrichtung in ihrer einfachsten Gestalt im Querschnitt, Fig. 9 giebt Schiebercurve und Diagramm. Ueber die Construction beider dürfte etwas weiteres nicht zu erwähnen sein, da sie ganz auf die schon öfter angegebene Weise erfolgt und die Bezeichnung ganz übereinstimmend mit den vorhergehenden Figuren genommen worden ist.

Das Excentrik steht um 120° hinter dem Krummzapfen, der Schieber steigt beim Beginn des Kolbenlaufes nach oben, die untere Kante seiner Oeffnung erreicht im Punkt i die obere Kante der Dampfeintrittsöffnung, schließt also den Dampf hier ab, der nicht eher wieder Zutritt erlangt, als gegen Ende des Kolbenlaufs, wo durch die untere Kante eine geringe Eintrittsöffnung hergestellt wird, die beim Rücklauf des Kolbens sich schnell erweitert, dann wieder langsam sich verengt, bis endlich gegen die Mitte des Kolbenweges die obere Kante der Schieberöffnung die untere Kante der Dampfeintrittsöffnung schneidet und dadurch den Dampfzutritt bis gegen Ende des Kolbenlaufs abschließt. Den in der Figur angenommenen Verhältnissen entspricht etwa halbe Expansion.

Die hiermit zu bewirkende Absperrung läßt sich durch Veränderung der Excentricität oder der Stellung des Excentriks ebenfalls verändern. Behält man die Stellung des Excentriks, d. h. den Winkel, den es mit dem Krummzapfen bildet, bei, und verändert die Excentricität, so findet man, daß die Absperrung um so früher eintritt, je größer die Excentricität genommen wird, weil das größere Excentrik einen schnellern Lauf des Schiebers bewirkt. Läßt man die Excentricität unverändert und verschiebt das Excentrik auf der Welle, so findet man, daß die Absperrung um so früher eintritt, je kleiner der Winkel wird, um den der Excentrikmittelpunkt hinter dem Krummzapfen steht, weil mit der Verkleinerung des Winkels auch die Entfernung der abschließenden Kanten sich verringert.

Will man sich die hier angedeuteten Vorgänge durch Construction der betreffenden Figuren anschaulich machen, so hat man darauf zu achten, daß die Bewegung des Schiebers für den Hin- und Rückgang des Kolbens in genau gleicher Weise erfolge, und zu dem Zweck gewisse Verhältnisse fest zu halten, die wir mit Hilfe der Fig. 10 aufsuchen wollen. Fig. 10 zeigt die Oeffnung cf in der Dampfkammer und die Oeffnung ig oder eb im Schieber, und stellt den Schieber links und rechts in den beiden Stellungen dar, die derselbe am Anfang und Ende des Kolbenhubes einnimmt. Setzt man in Fig. 9 die Entfernung der Sehne yy' vom Mittelpunkt des Excentrikkreises $= d$, so beträgt die Verschiebung nach $\frac{1}{2}$ Umdrehung $2d$, mithin ist in Fig. 10 auch $bi = 2d$. Ferner hat man

$$\begin{aligned} bi &= be + ef - if \\ &= be + (cf - ce) - if \\ &= be + cf - (ce + if). \end{aligned}$$

Setzt man nun

$cf = h$, $be = s$ und $if = ce = v$, so wird

$$2d = s + h - 2v$$

$$d = \frac{s + h}{2} - v.$$

Wird bei Construction der Vorrichtung diese Relation berücksichtiget, so erhält man stets einen richtig laufenden Schieber, und man kann durch Abänderung der Dimensionen sehr leicht diejenigen Verhältnisse ermitteln, welche den gemachten Anforderungen entsprechen.

Diese Expansionsvorrichtung wendet man sowohl bei stationären, als auch Locomotiv-Maschinen sehr häufig an, bringt aber dabei gewöhnlich auf der Rückwand der Dampfkammer und im Schieber mehrere niedrige Oeffnungen statt der einzigen ziemlich hohen Oeffnung, die wir hier vorausgesetzt haben, an, siehe Fig. 11, um dadurch den Schieberhub zu vermindern. Die Expansion macht man variabel durch Veränderung der Hubhöhe des Schiebers, indem man die Verschiebung des Excentriks auf einen Hebel überträgt und von diesem in angemessen verändertem Grade auf den Schieber fortpflanzt. So sind z. B. die Expansionsvorrichtungen von Brownlee (Dingler, Polytechn. Journal, Band 117, S. 249), von Delpech und Gunzenbach (Dingler, Polytechn. Journal, Band 101, Seite 256, und Kronauer, Maschinen, Werkzeuge u. s. w. Bd. 2, Seite 113, Tafel 33—35) angeordnet; es bedarf jedoch bei jeder dieser Anordnungen noch einer besonderen Untersuchung in Bezug auf Hub und Stellung des Schiebers, die der angewandte Mechanismus in den einzelnen Fällen herbeiführt, auf die wir hier nicht näher eingehen können.

6) Farcot's Expansionssteuerung mittels zweier übereinander liegender Schieber.

Fig. 12 und 13.

Diese interessante Expansionssteuerung ist Fig. 12 und 13 im Querschnitt dargestellt. Der Vertheilungsschieber A, der von der gewöhnlichen Form abweicht, ist auf seinem Rücken mit sechs rechteckigen Oeffnungen zum Eintritt des bei F zuströmenden Dampfes versehen; zwei Expansionsschieber B, deren jeder ebenfalls zwei rechteckige Oeffnungen hat, werden durch Dampf- und Federdruck so stark gegen die Rückseite des Vertheilungsschiebers gepreßt, daß sie seinen Bewegungen folgen müssen, so lange, bis entweder die Nasen G an die verstellbaren Daumen K, oder die Stifte H an die horizontalen Wände der Dampfkammer anstoßen, wodurch dann die Oeffnungen im Rücken des Schiebers

geſchloſſen oder frei gemacht werden. Die beiden Stellungen links und rechts in Fig. 13 entſprechen dem Anfang und Ende des Kolbenlaufs.

Am Anfang des Kolbenhubes müſſen die beweglichen Platten auf der Rückſeite des Schiebers die in Fig. 12 und 13 links angegebene Lage haben, d. h. ſie müſſen die Dampfzutrittsöffnungen völlig frei laſſen. Die obere Kante b der mittlern Oeffnung bc im Vertheilungsſchieber beſchreibt die Curve kvnwpsk, die untere Kante c derſelben Oeffnung wird eine gleiche um den Werth bc tiefer liegende Curve k′ m n″ beſchreiben, und die Kanten g und d der correſpondirenden Oeffnung des Expanſionsſchiebers werden dieſelben Bahnen durchlaufen, ſo lange ihnen kein Hinderniß entgegen tritt. Verfolgen wir nun die Bewegung der Kante d, ſo ſehen wir, daß ſie mit dem Vertheilungsſchieber zuerſt abwärts geht, daß ſie nach einer Senkung = ef durch das jetzt herbeigeführte Zuſammentreffen des Daumens K mit der Naſe G feſtgehalten wird und in dieſer Lage verharret, bis der Schieber wieder anfängt zu ſteigen. Macht man alſo k′i = ef und zieht durch i eine Horizontale bis an die durch den tiefſten Punkt n der Vertheilungsſchiebercurve gezogene Vertikale, ſo giebt die aus dem elliptiſchen Bogen k′m und der Geraden mn′ zuſammengeſetzte Linie die Bahn der Schieberkante d, welche im Punkt v die von der Kante b beſchriebene Curve kreuzt, alſo ſchon hier den Dampfzutritt abſchließt. Vom Punkt n aus ſteigt der Vertheilungsſchieber wieder, der Expanſionsſchieber mit ihm, die Kante d beſchreibt eine zu nwp parellele Curve n′w′p′, ſteigt noch um ein Weniges über p′ empor, bis der Stift H an die obere Decke der Dampfkammer anſtößt, wodurch der Expanſionsſchieber feſtgehalten wird, ſo lange, bis der Vertheilungsſchieber wieder anfängt, abwärts zu gehen. Für die Conſtruction der Schiebercurve folgt daraus, daß die Curve n′w′p′ in geringer Entfernung über dem Punkt p′ in eine Horizontale rs′ übergeht, die in der durch den höchſten Punct s der Curve psk gezogenen Vertikale endigt, und daß ſie von da parallel mit psk bis zum Ausgangspunkte k′ fortläuft. Man ſieht hieraus, wie man durch Vergrößerung von ef den Durchſchnittspunkt v immer mehr dem Punkte n nähern kann, daß endlich, wenn v mit n zuſammenfällt, die eine Grenze der Abſperrung erreicht wird, da eine weitere Vergrößerung von ef nur eine Verengerung der Dampfeintrittsöffnung, aber keine vollkommene Abſperrung herbeiführt, bis endlich, wenn man ef ſo groß nimmt, daß die Naſe G und der Daumen K gar nicht mehr in Berührung kommen können, ein vollkommen ungeſtörter Dampfzutritt erfolgt. Kronauer, Maſchinen, Werkzeuge ꝛc. Band 2, Seite 1, und Armengaud Publication industrielle, etc. Tome III. liv. 5—6, geben Zeichnung und Beſchreibung einer Farcot'ſchen Maſchine, bei welcher die den Daumen K tragende Welle in Verbindung mit dem Regulator gebracht und dadurch die Expanſionsvorrichtung ſelbſtthätig gemacht worden iſt.

7) Expanſionsſteuerung mittels einer durch ein beſonderes Excentrik bewegten Platte auf der Rückwand des Vertheilungsſchiebers.

Fig. 14—16.

Die Fig. 14 ſtellt Vertheilungs- und Expanſionsſchieber im Querſchnitt dar. Der Vertheilungsſchieber iſt hohl und bildet ſo in ſeinem Innern zwei zuſammenlaufende und mit den Dampfwegen b und b′ des Cylinders correſpondirende Kanäle a und a′, die durch eine Oeffnung c in der Rückwand des Schiebers mit dem Dampfkeſſel in Communication ſtehen; durch einen zweiten, von einem beſondern Excentrik bewegten Schieber e wird dieſe Oeffnung zu gewiſſen Zeiten verſchloſſen und dadurch die Abſperrung des Dampfes herbeigeführt. Die in Fig. 15 dargeſtellten Schiebercurven beziehen ſich blos auf die hier in Betracht kommenden Theile, nämlich die Oeffnung zz′ in der Rückwand des Vertheilungsſchiebers und den Expanſionsſchieber ww′, und ſind conſtruirt unter der Vorausſetzung, daß der Vertheilungsſchiebers mit Voreilen und Deckung arbeite, demnach ſein Excentrik für den äußerſten Kolbenſtand ſchon um etwas aus ſeiner mittlern Stellung gerückt ſei. Der kleinere Kreis mit dem Mittelpunkt C gehört zum Excentrik des Vertheilungsſchiebers, und die beiden mit vollen Linien gezogenen Curven entſprechen dem Lauf der Kanten z und z′ der im Rücken des Vertheilungsſchiebers befindlichen Dampfeintrittsöffnung; der größere Kreis mit dem Mittelpunkt C′ ſtellt das Excentrik des Expanſionsſchiebers dar, und die beiden punktirten Curven entſprechen der Bewegung ſeiner beiden Ränder w und w′. Ueber die Herſtellung dieſer beiden Curvenpaare iſt etwas weiteres nicht zu erwähnen; ſie erfolgt mit Rückſicht auf die Excentrike C und C′ und die daſelbſt angegebene Lage der Sehne yy′ ganz auf die ſchon öfter angegebene Weiſe.

Unterſucht man nun den Lauf der hier in Betracht kommenden Theile, ſo findet man, daß beim Anfang des Kolbenhubes Vertheilungs- und Expanſionsſchieber abwärts gehen, daß letzterer im Punkt n ſeinen tiefſten Stand erreicht hat und von da wieder anfängt zu ſteigen, während der Vertheilungsſchieber oder die Oeffnung zz′ noch kurze Zeit abwärts geht, und dann ebenfalls ſteigt, aber langſamer als der Expanſionsſchieber, ſo daß im Punkte m die obere Schieberkante w die obere Kante z der Oeffnung erreicht und den Dampfeintritt abſchließt; die Oeffnung bleibt dann geſchloſſen bis gegen das Ende des Kolbenlaufs im Punkte k die untere Schieberkante w′ über die untere Kante z′ der Oeffnung emporſteigt und dem Dampf von Neuem Zutritt geſtattet. Für den Rücklauf des Kolbens wiederholt ſich daſſelbe Spiel. In der Fig. 15 geben die vertikal ſchraf-

firten Flächen die Dampfzutrittsöffnung für die Bewegung des Kolbens von links nach rechts, die horizontal schraffirten für die entgegengesetzte Bewegung; diese schraffirten Flächen ersetzen die in frühern Fällen gezeichneten Diagramme, welche hier, wegen Mangel an Raum, nicht mehr anzubringen waren. Man sieht hieraus, wie man durch entsprechende Veränderung in Bezug auf Stellung und Größe des Expansionsexcentriks und des Expansionsschiebers andere Formen für die punktirten Curven und daher andere Durchschnittspunkte und andere Grade der Absperrung erhält. Die ausgezogenen Curven hängen von anderweiten Verhältnissen der Maschine ab, und können bezüglich der Expansionsvorrichtung nie ihre Form, sondern nur mit Veränderung der Oeffnungshöhe zz' ihre Entfernung von einander ändern.

Bei Construction dieser Vorrichtung muß man, wie unter Nr. 4 und 5, darauf achten, daß der Expansionsschieber zu Anfang und Ende des Kolbenlaufes in entsprechender Stellung zur Dampfeintrittsöffnung sich befinde, damit er beim Rückgang des Kolbens in demselben Grade absperre als beim Vorgang. Setzt man die Entfernung der Sehne yy' vom Mittelpunkte des dem Vertheilungsschieber zugehörenden Excentriks = d, dieselbe Entfernung für das Excentrik des Expansionsschiebers = D, so ist nach einer halben Kurbelumdrehung der Vertheilungsschieber um 2d, der Expansionsschieber um 2D hinauf oder hinab gegangen. Mit Hülfe einer ähnlichen Zeichnung wie die in Fig. 6 und 10 ermittelt man dann als Bedingung für den richtigen Lauf und die dazu erforderliche Stellung des Expansionsschiebers den Ausdruck

$$D = \frac{h + s}{2} + d - u$$

worin h die Oeffnungshöhe zz', s die Schieberlänge ww' und u den Ueberhang des Schiebers über die Oeffnung am Anfang und Ende des Kolbenlaufes bezeichnet.

Diese Vorrichtung tritt in mehrfach abgeänderter Form auf. Statt der einen Oeffnung im Rücken des Vertheilungsschiebers, die wir jetzt angenommen haben, bringt man deren, wie Fig. 16 zeigt, zwei an, und verschließt dieselben abwechselnd durch eine mittels eines besondern Excentriks bewegte Platte. Von dem Lauf dieser Vorrichtung kann man sich durch das hier angedeutete Verfahren eben so leicht Kenntniß verschaffen, wie im vorhergehenden Fall. Man hat dabei auf die inneren Kanten der Kanäle keine Rücksicht zu nehmen, sondern denkt sich eine große Oeffnung, deren Höhe gleich der Entfernung der beiden äußern Kanalränder ist, und sucht die Punkte auf, in denen diese Ränder von den betreffenden Schieberkanten geschnitten werden; man erhält also zwei Paar Schiebercurven, wie in Fig. 15. Verändern kann man diese Expansion einmal durch Veränderung der Schieberbewegung und ein zweites Mal durch Veränderung der Länge des Expansionsschiebers. Eine Veränderung der Schieberbewegung kommt bei der Trefel'schen Expansion vor. (Siehe Armengaud, Publ. indust., Tome IV. p. 97.) Statt des Kreisexcentriks wendet Trefel eine aus mehreren Kreisbogen zusammengesetzte Hebescheibe an, die auf einen mit der Schieberstange verbundenen, eigenthümlich construirten Rahmen wirkt, und bringt die Veränderung der Expansion durch Verstellung dieser Hebescheibe auf der Welle hervor. Eine Veränderung der Schieberlänge wird bei der bekannten Meyer'schen Expansion (Dingler, Polytechn. Journal, Band 101, Seite 252) dadurch bewirkt, daß man statt einer Schieberplatte deren zwei anwendet, an jede derselben einen Vorsprung anbringt, in diese Vorsprünge Muttergewinde von entgegengesetzter Richtung einschneidet, diese an eine, mit dem Excentrik verbundene und mit entsprechenden Gewinden versehene Spindel aufschiebt, und durch Drehen der Spindel nach links oder rechts herum ein Nähern oder Entfernen der Platten, also eine Verkürzung oder Verlängerung der wirksamen Schieberfläche herbeiführt.

Ueber Entzündung von Sprengschüssen durch den electrischen Funken.

Von

M. F. Gätzschmann,

Professor an der K. S. Bergacademie zu Freiberg.

(Hierzu Figur 8 bis 15. Tafel 7.)

In dem Jahrbuche für den Sächs. Berg- und Hüttenmann Jahrg. 1853 ist S. 280 eine Mittheilung über Versuche enthalten, die ich im vorigen Jahre mit Entzündung von Sprengschüssen durch den electrischen Funken angestellt hatte. Von mehreren Seiten ist mir hierauf der Wunsch nach vollständigerer Angabe des Verfahrens bekannt geworden und ich will daher, mich des obigen Aufsatzes als Grundlage bedienend, denselben im Folgenden durch ausführliche

Beschreibung des Verfahrens und Angabe der daraus gezogenen Folgerungen weiter ausführen.

Bekanntlich ist es ziemlich schwierig Pulver durch den electrischen Funken unmittelbar zu entzünden, weil der Durchgang des letzteren zu schnell erfolgt, der Funke nicht Zeit zu haben scheint, die Temperatur der von ihm getroffenen Pulvertheilchen bis zu der zum Brennen erforderlichen Höhe zu bringen, daher er wirkungslos hindurchschlägt. Zwar gelingt bekanntlich die Entzündung, selbst mittelst minder starker Electrisirmaschinen, durch Einbinden eines feuchten Fadens in den Leitungsdrath, jedoch immer nur sehr ungewiß, indem der richtige Grad der Anfeuchtung, welcher von dem entscheidendsten Einflusse ist, erst durch Versuche gefunden werden muß, alsbald aber auch durch fortschreitende Verdunstung wieder verloren geht.

Diese Schwierigkeit war eine der Haupturſachen, wegen deren man von obiger mehrfach versuchten, und angeblich für Kriegszwecke auch angewendeten, Entzündungsweise zu allgemeinerer praktischen Anwendung absah und sich in neuerer Zeit fast ausschließlich der sicherer und bequemer erscheinenden, durch den electrischen Strom, zuwendete, mittelst dessen man einen in die Leitungsdräthe eingebundenen schwachen Stahl- oder Platin-Drath in Folge des eben durch diese geringe Dicke erschwerten und verzögerten Durchganges zum Glühen bringt, und dadurch das Pulver entzündet.

Dieses Verfahren, das ich hier als den Lesern bekannt voraussetze, daher nicht näher beschreibe, scheint auf den ersten Anblick ganz zuverlässig, zweckmäßig und einfach zu sein und man suchte dasselbe vielfach zu benutzen und weiter auszubilden, um kleinere oder größere Ladungen zum Sprengen von Felsen anzustecken.

Bei dem sächsischen Bergbau war es der Herr Revierschichtmeister Schmidhuber in Schneeberg, der sich mit großer Vorliebe und Ausdauer derartigen Versuchen widmete, um durch sie das Verfahren zu möglichster Vollkommenheit und praktischer Anwendbarkeit zu bringen. (Vgl. über diese und andere Versuche meine Gewinnungslehre S. 560 u. f. f., das Jahrbuch für den Sächs. Berg- und Hüttenmann, Jgg. 1846, S. 1 u. A.)

Zwar wird wohl kein Fachkundiger daran denken, dieses Verfahren bei einem Grubenbetriebe durchgängig anwenden, es mit wirklich praktischem Nutzen allgemein an die Stelle der gewöhnlichen Besetzungs- und Entzündungsweise setzen zu wollen, weshalb auch die dann und wann auftauchenden Behauptungen, daß dies in einer und der anderen Gruben des Auslandes der Fall schon sei, entweder auf falsch verstandenen Gerüchten, auch wissentlichen Uebertreibungen beruhen oder besondere Verhältnisse des Betriebes und der Leiter desselben muthmaßen lassen, welche in der Regel zum Glück bei einem wohlgeordneten Bergbau nicht stattfinden; denn wie viel Apparate müßte eine auf Gängen bauende Grube sich anschaffen, auf der in jeder Schicht 2—300 Häuer mit Sprengarbeit in Bauen beschäftigt, aber so vertheilt sind, daß selten über, ja bis 20 in solcher Nähe vereinigt arbeiten, daß sie mit einer einzigen Batterie ihre Schüsse wegthun könnten, die meisten vielmehr zu 8, 6, 2, sehr viele einzeln, in weiten Entfernungen von einander, in den verschiedensten Teufen unter einander, arbeiten? welche irgend der Verhältnisse Kundigen möchten hoffen selbst unter den, doch in ihrer Auffassungsgabe bekanntlich großentheils nicht tiefstehenden deutschen Bergleuten eine so große Zahl zu finden, die sich auf die Behandlung der Batterie, das allemal mißliche Umgehen mit der Säure u. s. f., gut einrichten würde? oder wollte man etwa gar die Batterien, um mit wenigen auszureichen, von einem Punkte an den anderen bringen, eine Partie Schüsse nach der anderen wegthun? welcher bedeutende Zeit- und Geldverlust, welches endlose Hin- und Herschleppen, welche gar nicht genug zu übersehende Störung im Betriebe würde aber endlich daraus erwachsen? — Wie groß würde aber endlich auch der Kostenaufwand des Schießens selbst steigen! Ich werde später Veranlassung haben, auf diese Kosten näher einzugehen, darf aber schon hier die Meinung aussprechen, daß, wenn ein Herr Richardson in Cornwall im Mining Journal Vol. XXII. S. 462 behauptet: mit Platten von „platinisirtem Silber und Zink" 4 Monate lang täglich 1000 Schüsse, (also ca. 100,000 Schüsse in Allem) mit einem Gesammtaufwande für Erneuerung der Platten von 21 Shill., sonach pro Schuß mit 0,021 Pf. auszureichen, dabei die Füllung an Säure „immer wieder", die Leitungsdräthe „viele Jahre lang" brauchen zu können, Wenige in Abrede stellen werden, daß dies auch dem handfestesten Glauben an englische Vollkommenheit doch gar zu viel zugemuthet ist.

Dennoch verdient, mit unparteiischem Auge betrachtet, dieses Verfahren alle Beachtung, und zwar 1) für den Zweck die Zündung mit aller Sicherheit aus der Entfernung zu bewirken, daher 2) wesentlich bei sehr starken Pulverladungen; 3) zum Schießen unter Wasser; 4) in schlechten Wettern, in denen nicht einmal das Schwefelmännchen fortbrennt; 5) um mehrere Schüsse gleichzeitig, zu Erzielung einer größeren Leistung zusammenwirkend, wegzuthun. — Indeß ließen sich bei länger fortgesetzten Versuchen auch bald mehrere Mängel wahrnehmen, welche, namentlich für bergmännische Benutzung, nicht gleichgültig sind. Nicht gerechnet das, namentlich in beschränkten, nur künstlich erleuchteten Grubenräumen sehr unbequeme Befassen mit Säuren, ist insbesondere für eine vollständige Sicherheit der Zündung schon bei einzelnen Schüssen keine Gewährleistung, geschweige denn bei mehreren. Ist schon überhaupt das schwache Glühen des feinen Stahldrahtes bei unvollkommener Berührung mit Pulverkörnern zuweilen unzureichend, so rostet auch der Drath bei längerer Aufbewahrung leicht, vollends dann,

wenn — was freilich nicht nothwendig — besondere in die Ladung einzusetzende Zündpatronen im Vorrath gefertigt werden. Neben dem ist die Isolirung und die Verbindung der Leitungsdräthe mit der größten Vollständigkeit herzustellen nothwendig. Aus dem Allen folgt, daß das beabsichtigte gleichzeitige Losgehen mehrerer Schüsse selbst bei wirklich erfolgender Zündung nicht in einem Augenblicke, sondern zuweilen in meßbaren Zwischenräumen, je nach an einem oder dem anderen Punkte stattfindenden Hindernissen erfolgt, obschon dieser Zeitraum selten so bedeutend sein wird, daß dadurch die Wirkung geringer oder geradezu (durch die früher losgehenden übrigen Schüsse) vereitelt wird.

Schon die hierüber sehr sorgfältig und lange fortgesetzten Versuche des Herrn Revierschichtmeisters Schmidhuber haben dies nachgewiesen und es dürfen deshalb die sehr günstigen Nachrichten über das bei ausländischem Bergbaue mit voller Zuverlässigkeit erreichte, daher allgemein im laufenden Betriebe eingerichtete gleichzeitige Wegthun mehrerer Schüsse mit gerechtem Zweifel aufgenommen werden.

Auch Castel in seiner ausführlichen und vorurtheilsfrei gehaltenen Beschreibung von einem im Jahre 1851 in Frankreich betriebenen Schachtabsinken, bei welchem man sich mit gutem Erfolge dieses Schießens bedient hatte, erwähnt eines gleichzeitigen Wegthuns mehrerer Schüsse nicht. (s. Annales des mines 5 sér. t. II. p. 199).

Schon vor mehr als 10 Jahren nahm nun der schottische Ingenieur Thomson die Zündung durch den electrischen Funken wieder in die Hand und sie soll ihm auch gut gelungen sein. Um dieselbe Zeit geschah dies bei Gelegenheit der Gewinnung von Steinen für Bauzwecke im Radauthale am Harz, in der Nähe von Goslar, unter dem thätigen Beirath des Herrn Professor Varrentrapp in Braunschweig.

Hier wurde aber ein anderer Weg eingeschlagen als früher, nämlich der: den electrischen Funken nicht unmittelbar auf das Schießpulver, sondern auf ein schon durch einen schwachen Schlag zu entzündendes Knallpulver (nach Art eines Zündhütchens) wirken und von diesem auf die Pulverladung übertragen zu lassen. Das dabei angewendete, schon in meiner Gewinnungslehre S. 583 beschriebene Verfahren war folgendes:

Von einer gewöhnlichen Electrisirmaschine, die, um sie vor dem Einflusse der Feuchtigkeit zu schützen, in einen doppelten Holzkasten eingesetzt, dessen Zwischenraum mit ungelöschtem Kalke ausgefüllt war, wurde der Leitungsdrath nach der ersten, von da nach der zweiten Ladung u. s. f. und endlich von der letzten zur Maschine zurückgeführt, nicht aber, wie bei der Benutzung des electrischen Stromes von der Maschine nach jeder einzelnen Ladung hin und zurück. Um die in das Bohrloch einzuführenden Dräthe in dem erforderlichen Abstande von einander zu halten, wurde für jede Ladung ein Holzstäbchen A Fig. 8 von $\frac{1}{4}$″ Dicke und $\frac{3}{4}$″ Breite vorgerichtet, auf beiden schmalen Seiten mit längs hinablaufenden Nuthen a zur Aufnahme der darin befestigten Leitdräthe; ungefähr 1″ über dem unteren Ende aber mit einer Bohrung b durch die Dicke des Stäbchens. Die unteren zugespitzten Enden der in den Nuthen befestigten Leitungsdrähte waren rechtwinklich umgebogen und so in das Stäbchen getrieben, daß in der Bohrung die Spitzen mit sehr geringem Zwischenraum einander gegenüber standen. Hierauf wurde die Bohrung mit einem Gemenge von 60 Gew.-Theilen chlorsaurem Kali und 40 Gew.-Theilen Schwefelantimon gefüllt, an beiden Seiten mit Wachs verklebt, ein Theil der Pulverladung in das 7—8″ tiefe Bohrloch geschüttet, der Stab eingesetzt, sodann der andere Theil des Pulvers darauf und endlich als Besatz, Sand aufgeschüttet.

Auf diese Weise wurden 3—4 Bohrlöcher mit einander verbunden und gleichzeitig mit einem Schlage entzündet.

Die Ursache, aus welcher man dort ungeachtet des günstigen Ausfalles diese Versuche nicht fortsetzte, soll dem Vernehmen nach die gewesen sein: daß die Wirkung der Maschine sich nur auf trockenes Wetter beschränkt habe.

Dieses Verfahren erschien mir aber nach den dasselbe begründenden Verhältnissen, für die Erlangung eines guten Erfolges so versprechend zu sein, daß nur der Mangel einer dazu geeigneten Electrisirmaschine mich verhinderte, dasselbe schon früher zu wiederholen, bis ich es endlich im vorigen Jahre unter gefälliger Mitwirkung des Herrn Bergrath Reich wieder aufnahm.

Sollte dasselbe besonders für den Bergbau praktisch nutzbar werden, so galt es zweierlei zu erreichen, 1) die Maschine von der äußeren Luft und ihrer Feuchtigkeit unabhängig zu machen, 2) die Ladung in das Bohrloch auch durch einen regelmäßigen festen Besatz zu führen, da von Sandbesetzung beim Sprengen festen Gesteines keine Rede sein kann.

Die angestellten Versuche waren zum Theile (und zwar zum größten) einleitende, zur Feststellung der Art und des Bereiches der einwirkenden Umstände; ihnen wurden mit allmäliger Feststellung der letzteren einige Hauptversuche über den Gesammtvorgang ein- und angeschlossen, indem es nicht fehlen konnte, daß zuweilen ein angestellter Hauptversuch die Folgerungen nicht bestätigte, welche aus vorausgegangenen einleitenden gezogen wurden, daher am letztern wieder angeknüpft werden mußten.

Diese sämmtlichen Versuche ausführlich zu beschreiben, gestattet der beschränkte Raum dieser Zeitschrift nicht, ich werde daher nur den Gang derselben im Allgemeinen und das endliche Ergebniß mittheilen, so daß sie von Jedem danach unternommen werden können.

1) Die zu den Versuchen angewendete Electrisirmaschine

bekam, nachdem sich eine Glasglocke nicht ausreichend und brauchbar ergeben hatte, einen Cylinder von etwa 10 Zoll Durchmesser und 14 Zoll Länge, auf eine horizontale hölzerne Axe aufgesteckt, welche in den Seitenwänden eines die ganze Maschine umschließenden viereckigen Holzkastens von 28½″ äußerer Länge, 19¾″ Breite und 19½″ Höhe aufgelagert ist und an dem einen hinausragenden Ende eine Kurbel zum Drehen trägt, dazu ein gewöhnliches einfaches Reibzeug, Conductor mit Sauger und einer des beschränkten Raumes wegen kleinen Flasche (von etwa 4½″ Durchmesser 11½″ Höhe) mit eingesetztem Funkenmesser, welcher für den vorliegenden Zweck unentbehrlich war, um die Stärke des überspringenden Funkens zu messen und, soweit es die Größe der Maschine gestattete, beliebig zu verstärken. Uebrigens ist der Kasten mit einem den größten Theil des Deckels bildenden verschließbaren Schieber geschlossen und mit zwei Handhaben zum bequemen Fortschaffen versehen. Durch Einsetzen zweier Wände von Drahtgeflecht in einem gewissen Abstande von den Kastenwänden wurde ein Zwischenraum gebildet und mit ungelöschtem Kalk gefüllt; jedoch zeigte sich schon vor Anfang der eigentlichen Versuche, daß dieses Mittel ohne alle Wirkung war, dabei den Kasten über die Maßen beschwerte. Wäre nun auch vielleicht von dem schon von Thomson angewendeten, salzsauren Kalke für den Augenblick größere Wirksamkeit zu erwarten, so würde doch die Belastung nicht geringer, der Geldaufwand aber weit größer gewesen sein, weil die Füllung sehr oft hätte erneuert werden müssen, nicht gerechnet die nachtheilige Einwirkung auf alles Metall in der Nachbarschaft.

Man suchte deshalb denselben Zweck durch Warmhalten des Inneren des Kastens und der Maschine zu erreichen, wozu zwei Spirituslampen nahe dem Cylinder unter einem schirmartigen (Fig. 9c) Gehäuse von Eisenblech eingesetzt und die sich entwickelnden Dünste von letzterem unmittelbar durch ein im Deckel ausmündendes Blechrohr d abgeführt wurden.

Der Erfolg dieses Mittels war vollkommen befriedigend. Die dabei zu beachtenden Umstände werden später namhaft zu machen sein.

2) Die angewendeten Leitungs- und Verbindungsdrähte sind unübersponnene Kupferdrähte, von 0,97 Millimeter Dicke. Die Versuche, den Drath der Rückleitung ganz wegzulassen und die Erde als Leiter zu benutzen, glückten nicht; der Funke schlug zwar über, jedoch viel zu schwach.

3) Zur Einführung der Drähte in die Bohrlöcher wurden im ersten Anfange ähnliche vierseitige Stäbchen benutzt, wie sie, als am Harz angewendet, oben beschrieben worden sind, und deren Zweck der war: die Drähte in einem bleibenden, bestimmten Abstande von einander entfernt zu halten. Es fiel jedoch gleich bei, ja noch **vor** der ersten Anwendung in die Augen, daß dadurch bei engen einmännischen Bohrlöchern zu viel Raum dem Lettenbesatze entzogen wird; der Besatz durch die Größe, ja selbst die Gestalt des Stäbchens zu undicht, in Folge dessen das Stäbchen durch den Schuß hinausgetrieben wird und ihm ein großer Theil der Kraft folgt, schon während des Besetzens die Drähte durch den dazu ohnehin etwas künstlich zu formenden Stampfer verschoben werden können. Dazu kommt endlich noch, daß von der das Knallpulver enthaltenden Bohrung nur eine Mündung gegen die Pulverladung (und zwar eben wegen der geringen Weite des Bohrloches eine schwache Pulverschicht), die andere Mündung aber gegen die Bohrlochswand — nutzlos — gewendet ist (indem noch viel weniger das Stäbchen in der Mitte des Bohrloches stehen kann), dadurch die Sicherheit der Entzündung beeinträchtigt wird.

Es wurde deshalb eine andere Vorrichtung versucht, nämlich die, statt der viereckigen Stäbchen dünne breite Späne vorzurichten (Fig. 10e), welche an der einen an die Wand des Bohrloches anzulegenden Seite gerundet sind. An dieser Seite wurden die beiden Drähte f in dazu vorgerichtete Nuthen eingesenkt, in dem erforderlichen Abstande von einander hinabgeführt und durch umgewickelten Bindfaden befestigt, weil eine andere Befestigungsweise durch Drahtklammern, schon des geringen Abstandes wie auch der Kosten wegen, nicht ausführbar war. Die zugespitzten und rechtwinklich umgebogenen Enden der Drähte wurden in ein unten an den Span angeleimtes Holzstöckchen g so eingeführt, daß sie in einer in dasselbe eingebohrten Hohlung h sich einander (wenn auch schräg) bis auf den nöthigen Abstand näherten. Die mit Zündpulver angefüllte Hohlung wurde mit einem mit Gummi bestrichenen Papierdeckel zugeklebt.

Auf diese Weise lagen die Drähte an der Bohrlochswand an, durch den Span ganz vor dem Stampfer geschützt, die Mündung der mörserartigen Höhlung nach oben gewendet, so daß also die darüber liegende Pulverladung unfehlbar, und zwar von unten, entzündet werden mußte.

Aber auch diese obschon weit bessere Weise hatte doch den Uebelstand, daß der Span immer noch zu viel Raum dem Besatze wegnahm, schon seiner Steifigkeit wegen nicht dicht an der Bohrlochswand anschloß; daß die zur Befestigung der Drähte umgewickelten Fäden beim Besetzen abgestoßen und die Drähte dadurch sogar bis zur gegenseitigen Berührung verschoben werden konnten; daß die Drähte, obschon in die Nuthen versenkt, doch noch am Gestein anliegen und dadurch eine Ableitung der Electricität begründen können, besonders bei feuchtem Gestein; hat man nun auch, wie die Erfahrung gelehrt hat, große Befürchtung in dieser Hinsicht nicht eben zu hegen, so darf doch auch dieser Umstand nicht ganz vernachlässigt werden.

Aus diesen Ursachen änderte ich die Vorrichtung dahin ab, daß die Drähte zwischen zwei schmale Pappestreifen (Fig. 11i) eingelegt, unten ebenfalls umgebogen und mit den zugespitzten Enden in die Höhlung eines angeleimten, nach

oben beschriebener Art vorgerichteten Stöckchens geführt wurden. Auf diese Weise erhält man eine ganz richtige Lage der Drähte, isolirt sie vom Gestein; schützt sie vor dem Verschieben während des Besetzens; nimmt die Pappe sehr wenig Raum im Besatze ein, schmiegt sich der Rundung des Bohrloches ganz entsprechend an und ist, sowohl die Vorrichtung des Stampfers als die Art des Besetzens, ganz einfach, indem ersterer nur statt der Spur auf einer Seite glatt abgeflächt zu sein braucht (Fig. 12).

Der Befürchtung, daß die Pappe Feuchtigkeit anzieht und dadurch die Electricität leitet, wird durch einen Firnißanstrich entgegengewirkt; freilich kann dies erst nach erfolgtem Zusammenleimen geschehen, deshalb der Leim immer noch wieder durch die Feuchtigkeit aufgelöst werden, jedoch hat eine Reihe von darauf gerichteten Versuchen ergeben, daß die Zündung selbst noch erfolgt 1) wenn die Pappleitungen in ganz feuchten Sand eingebettet werden, so lange, daß der Leim selbst flüssig wird; 2) bei Span-Leitungen mit freiliegenden Drähten in nassem Sande; 3) wenn die Drähte frei auf feuchtem Rasen hingelegt, sie zum Theil selbst in den Rasen eingesenkt und damit überdeckt werden; 4) wenn sogar die Leitstäbchen sammt dem Zündpulver ganz unter Wasser eingesenkt werden.

Sonach ist von der Feuchtigkeit so lange, als sie nicht das Pulver selbst ergreift, offenbar wenig zu fürchten.

Die Pappleitung ist daher die zweckmäßigste und vollkommenste. Die Leitstäbchen, Späne und Pappstreifen sind so lang zu machen, daß die Stöckchen mit Knallpulver in das Tiefste des Bohrloches zu stehen kommen, weil dann die Zündung der Ladung von eben dort ausgeht, der Schuß daher mehr leistet, als wenn die Zündung oben beginnt; nicht minder die Pulverladung das Knallpulver schützt, daß es nicht beim Besetzen durch einen Stoß vor der Zeit entzündet wird. Zwar könnte es noch zweckmäßiger erscheinen, die Stöckchen so anzubringen, daß sie in der Höhe der Ladung stehen, weil dabei die Zündung, von der Mitte ausgehend, sich nach oben und unten gleichzeitig, also noch schneller verbreitet, das Stöckchen kürzer wird; aber hierbei würde nicht nur das Stöckchen selbst der Enge des Bohrloches wegen den oberen Theil der Pulverladung von dem unteren trennen, so daß letzterer sich merklich später entzünden dürfte, sondern es kann auch alsdann das nicht fest auf dem Boden aufsitzende Stöckchen, vollends bei Pappe, beim Besetzen hinuntergedrückt, ja sogar ganz abgedrückt und dadurch die Drahtleitung unterbrochen werden. Selbst wenn man die Leitung bis in das Tiefste des Bohrloches führt, ist es der Sicherheit wegen nothwendig, um die Drahtenden in der Höhlung richtig zu erhalten, dieselben nicht blos rechtwinklich umzubiegen, sondern außen noch um zwei auf der Unterfläche des Stöckchens eingeschlagene Stifte k zu schlingen (Fig. 13).

Auf diese Weise gelang es mit jener nicht starken Maschine über Tage im Freien den Funken in 12 ungeladenen Zündvorrichtungen überschlagen zu lassen, bei einer Gesammtlänge der Leitungsdrähte von 101 Meter; bei über Tage in einem Steinbruche angestellten Schießversuchen, bei denen allerdings die Fortführung und das Ueberspringen der Funken allemal mehr Behinderung finden werden, ging ich bis auf 8 Schüsse bei einer Gesammtlänge der Drähte von 78½ Meter, jedoch war dabei das Verhalten von der Art, daß bei gehöriger Beachtung aller Vorsicht mit derselben Maschine 12 Schüsse recht wohl weggethan werden können.

Bei den Schießversuchen in der Grube endlich ging ich nur bis auf 5 gleichzeitig entzündete Schüsse; aber auch hier ließ sich absehen, daß eine weit größere Anzahl zusammen weggethan werden kann, um so mehr, als durch den weit gleichförmigeren Temperatur- und Feuchtigkeitszustand die Umstände günstiger sind als über Tage.

Der Abstand der Knöpfe des Funkenmessers an der Flasche war gewöhnlich etwa 7 Millimeter, der Abstand der Spitzen in den Zündpatronen 0,6—0,7 Millim.

Das Verfahren beim Schießen ist folgendes:

Die Höhlung in dem Stöckchen der Zündvorrichtung wird mit Knallpulver gefüllt, hierauf oben mit gummirtem Papier zugeklebt, sodann die Leitung mit einem Stampfer oder dergleichen vorsichtig in das Bohrloch hinabgeschoben, so daß sich weder durch Stoßen das Knallpulver entzündet, noch das Stöckchen ganz abgedrückt wird; hierauf die Pulverladung eingeschüttet. Ist das Bohrloch söhlig oder gar aufwärts gerichtet oder das Gestein etwas feucht, so ist es am besten, die Zündvorrichtung gleich in eine Patrone, wenigstens von geleimtem Papier einzusetzen, darüber das Pulver einzuschütten und die oben geschlossene Patrone in das Bohrloch einzuschieben, was überhaupt, möglichster Sicherheit wegen, allemal geschehen kann. Beim Besetzen beobachtet man die gewöhnliche Vorsicht (d. h. die ersten Lagen des Lettenbesatzes nur zu zerdrücken, nach und nach erst festzuschlagen), nächstdem Sorge zu tragen, daß die Pappleitung gerade bleibt, nicht geknickt wird. Der nach der oben beschriebenen Weise eingerichtete Stampfer ist dazu mit der flachen Seite an die Pappleitung anzulegen. Letztere sammt den Leitdrähten ist natürlich so lang, daß sie nach geschlossenem Besatze noch ein Stück aus dem Bohrloche herausragt.

Mittlerweile ist die Electrisirmaschine an einem durch Lage und Entfernung gesicherten Standorte aufgestellt und der innere Raum des Kastens durch Anzünden der Lampen und Schließen des Deckels trocken gemacht worden. Die Leitungsdrähte werden unter sich, aber noch nicht mit dem Apparate verbunden, bevor diese auf ihre Stärke in der gewöhnlichen Weise geprüft ist, indem man den ersten Knopf des Funkenmessers mit dem Conductor der Maschine, den

zweiten durch einen Draht mit der äußeren Belegung der Flasche in Verbindung setzt. Ergiebt sich der Funke stark genug, so wird der positive Leitungsdraht mit dem zweiten Knopfe verbunden und der Sicherheit wegen mittelst eines Glasstäbchens von der Kastenwand isolirt gehalten, der negative Draht mit der Maschine in Verbindung gesetzt und das Ganze ist nun zum Wegthun der Schüsse fertig.

Bei den Versuchen reichten je nach Umständen 24, höchstens 32 Umdrehungen hin, um einen Funken durch 12 Ladungen schlagen zu lassen.

Die Behandlung ist sonach sehr einfach. Einige dabei besonders zu beachtende Umstände sind folgende:

Von dem wesentlichsten Einflusse ist natürlich

1) die Maschine gehörig trocken zu erhalten. Dazu ist schon bei deren erster Zusammenstellung das Innere des Cylinders gut auszutrocknen, letzterer recht dicht auf der (hölzernen) Axe abzuschließen; bei jedesmaliger Aufstellung Cylinder und Flasche mit einem Tuche gut abzureiben und anzuwärmen. Durch das Anwärmen soll die in der Luft enthaltene Feuchtigkeit ausgetrieben, wenigstens verhindert werden, sich auf Cylinder und Flasche niederzuschlagen, andererseits wird aber natürlich die Wirkung der Maschine mit zunehmender Wärme geschwächt, die Electricität abgeleitet; deshalb ist die Temperatur nur auf die nöthigste Höhe, d. h. auf etwas mehr als die der äußeren Luft zu steigern. Bei fortgesetzten Versuchen dürfte es zweckmäßig sein, durch Beobachtung der Temperatur der äußeren Luft und der im Kasten dasjenige Erwärmungsverhältniß zu ermitteln, bei welchem unter den jedesmaligen Umständen (Standort, Feuchtigkeitsgrad u. s. f.) die Wirkung der Maschine vollständig erfolgt.

Für die Anwendung in der Grube könnte die Frage entstehen, ob nicht wegen der mit größerer Teufe zunehmenden Temperatur der Grubenräume die nöthige Erwärmung der Maschine endlich so groß werden müßte, daß dadurch deren Wirksamkeit ganz vereitelt würde; wenn indeß in den tiefsten Punkten Freiberger Gruben nach den bekannten Beobachtungen, welche schon früher über die Gesteinstemperatur daselbst durch Herrn Bergrath Reich angestellt wurden, die höchste mittlere Temperatur 18,17° C. (also nur etwa Zimmerwärme) nicht überstieg, sogar nur an einem Punkte erreicht wurde, so liegt jene Befürchtung nicht so nahe. Den störendsten Einfluß übte es allemal, wenn durch zu frühes Anzünden der Lampen die Erwärmung zu hoch gesteigert worden war, daher vor dem Schießen durch Oeffnen des Kastens oder nur längeres Warten wieder herabgezogen werden mußte; dann verlor die Maschine allemal ihre ganze Wirksamkeit sowohl durch die Wärme als durch die darauf niedergeschlagenen Wasserdämpfe.

Nach dem Allen ist es natürlich, daß, wenn man auch den richtigen Grad der Wärme und Trockenheit erlangt hat, dieser nur eine Zeit lang derselbe bleibt (obschon er dann leicht wieder hergestellt werden kann), daher dann bei weiteren, nach Pausen von ½—1 Stunde anzustellenden Versuchen die Maschine erst wieder geprüft und auf den richtigen Stand gebracht werden muß. In solchen Pausen hat man den Kastendeckel geschlossen, nicht aber die Lampen brennend zu halten.

Beim Anwärmen ist der Cylinder langsam von Zeit zu Zeit etwas zu drehen, damit er nicht durch einseitiges Ueberhitzen zersprengt wird; den Lampen ist im Kasten auf dem Boden ein fester, abgegrenzter Stand (durch einen erhabenen Blechrand von der Form jener) zu geben, damit sie sich nicht verschieben können.

Wird die Flasche zu kalt, so ist sie für sich über der Lampe zu wärmen; ähnliches gilt von den Kugeln und Knöpfen des Conductors, Funkenmessers u. s. f.

Das Einschließen der Maschine in einen Kasten ist freilich zur Trockenhaltung unentbehrlich, zieht aber die Wirksamkeit der ersteren herab, um so mehr, als der Kasten wegen des Transportes, namentlich in engen Grubenräumen, nicht groß sein kann, die Wände daher der Maschine nahe stehen. Dem Feuchtwerden der letzteren selbst entgegen zu wirken, möchte es nicht unzweckmäßig sein, sie zu firnissen. Für längeres Stehen auf feuchtem Grunde ist auch der Kasten auf Klötzchen oder Steine zu stellen.

Am einflußreichsten hat sich, wie ebenfalls leicht erklärlich, ein Wechsel der Temperatur während der Versuche auf die Wirksamkeit der Maschine gezeigt, daher in dieser Hinsicht die Umstände in der Grube, mit deren gleichbleibender Temperatur, der Anwendung weit günstiger sind als über Tage im Freien; jedes Ueberlaufen des bis dahin sonnenhellen Himmels mit Wolken auf die Kraft der Maschine eine bemerkliche Wirkung übte, so daß bei Aufstellung der Maschine im Freien ein ganz bedeckter Himmel einem hellen noch vorzuziehen ist.

2) Das Zündpulver selbst, wie auch die Pulverladung sind vor Feuchtigkeit möglichst zu schützen. Hierzu hat man

a. das Zündpulver trocken, also nicht etwa in der Grube aufzubewahren;

b. die Zündpatronen erst bei jedesmaligem Gebrauche zu füllen (was sehr schnell geht);

c. die Besetzung und Verbindung mehrerer gleichzeitig zu entzündender Schüsse zu beschleunigen, daher bei fortgesetztem Gebrauche dieses Verfahrens mehrere Leute angelernt werden müssen, damit nicht ein einziger z. B. 8—12 Bohrlöcher nach und nach zu besetzen hat. — Minder empfindlich ist die Pappleitung gegen Feuchtigkeit, wie aus dem oben Gesagten zu ersehen;

d. bei merklicher Feuchtigkeit oder gar bei Wasserzudrang im Bohrloche ist die Zündung wie das Pulver in wasserdichte Hülsen einzuschließen;

in nassen, wenn nur die Ladung und Zündung trocken erhalten wird.

Die Vortheile gegen die Zündung durch den electrischen Strom aber sind folgende:

1) Das bei aller Vorsicht beschwerliche, durch gewöhnliche Arbeiter gar nicht ausführbare Verfahren mit Säure fällt weg, vielmehr ist die ganze Handhabung einfach und reinlich.

2) Die Maschine hat bei gleicher Stärke weniger Gewicht, ist auch leicht in gutem Stande zu erhalten.

3) Die (unübersponnenen) Leitungsdrähte sind wohlfeiler.

4) Ihre Verbindung viel leichter mit erforderlicher Dichtheit herzustellen.

5) Die Entzündung überhaupt zuverlässiger zu bewirken, indem Störungen durch Rosten des feinen Drahtes in der Zündpatrone, Verbrennen des Drahtes, ohne das Pulver zu entzünden, Abschieben desselben beim Einstecken in das Pulver, durch Feuchtwerden der Leitungsdrähte, nicht dergleichen aus anderen Ursachen weniger vorkommen können.

6) Besonders ist die gleichzeitige Entzündung mehrerer Schüsse zuverlässiger, während sie mit der galvanischen Batterie, wie schon erwähnt, nur ungewiß bis auf einige gebracht werden kann und dann immer noch der Uebertragungsweise des Stromes nach nicht nothwendig ganz zu gleicher Zeit erfolgt.

Sonach dürfte diese Entzündungsweise durch den electrischen Funken besonders über Tage beim Wegsprengen größerer Massen in Steinbrüchen, bei Eisenbahn- und Straßenbauen, bei Tunnelbetrieb u. s. f., in der Grube aber auf mächtigen Lagerstätten, beim Ausschießen von Radstuben oder anderen Maschinenräumen mit Nutzen Anwendung finden können.

Versuche über die Anwendbarkeit dieses Verfahrens mit Entzündung mehrerer Schüsse gleichzeitig sind zur Zeit auf einer Grube des Freiberger Revieres im Gange.

Der Kostenaufwand ist nicht bedeutend.

1) Die Anschaffung einer Electrisirmaschine von der Stärke der bei den Versuchen angewendeten nebst Flasche mit Funkenmesser, Ableitungskette, Wärmeapparat, Kasten und 350—400 Fuß kupfernem Leitungsdrahte, ist mit 16 Thlr. zu bestreiten.

2) Eine Zündleitung der beschriebenen Art für ein Bohrloch, die Leitungsdrähte zwischen Pappe eingeleimt u. s. f. ist bei fabrikmäßiger Anfertigung mit 7 Pf. zu beschaffen, wobei noch jedesmal beim Schießen ein nicht unbedeutender Theil der Drähte wieder gewonnen wird, daher den geringen Abgang an Hauptleitungsdrähten, der im Laufe der Zeit stattfindet, überträgt.

3) 1 Pfd. chlorsaures Kali kostet 16 Ngr., 1 Pfd. Schwefelantimon 3 Ngr., $2\frac{1}{2}$ Pfd. Zündpulver also, nach dem Mengungsverhältnisse von 60 : 40, 27 Ngr. Da 1 Quentchen davon 15 Füllungen giebt, $2\frac{1}{2}$ Pfd. also 4800, so kostet eine Zündung 0,056 Pf.

4) An Spiritus ist beim Zusammenwegthun mehrerer Schüsse auf jeden nicht mehr als für 0,5 Pf. zu rechnen.

5) Die Instandhaltung der Maschine wird sehr geringen Aufwand erfordern und daher wenn man die Gesammtkosten auf einen Schuß in Summe 7,7 Pf. rechnet, statt 7,556 Pf. vollkommen übertragen sein.

Den Aufwand für einen Schuß bei Anwendung der galvanischen Batterie fand Schmidhuber (s. Jahrbuch für den sächs. Berg- und Hüttenmann 1846, S. 18) in Allem mindestens 14,2 Pf. Castel fand ihn bei seinen oben erwähnten Versuchen (Annales des mines 5 sér. t. II. p. 211) 0,147 Frcs. = 11,76 Pf., er hoffte ihn zwar auf 0,09 Frcs. = 7,2 Pf. herabzubringen, jedoch u. A. durch Anwendung von Eisen- statt Kupferdraht zur Einführung in die Ladung, was doch für allgemeinen Gebrauch noch von ungewisser Zweckmäßigkeit sein dürfte.

Im günstigsten Falle wird deshalb bei letzterer Weise der Aufwand kaum so niedrig werden als beim Schießen mit dem electrischen Funken.

Der Aufwand endlich beim gewöhnlichen Schießen ist durchschnittlich für Räumnadeln, Schießröhrchen, Zünder, Schießschwefel zu 0,7 Pf. anzusetzen.

Setzt man nun überhaupt

	Ngr.	Pf.
die Ladung eines Bohrloches zu $\frac{1}{5}$ Pfd. Pulver	1	—
den Aufwand an Patronenhülsen	—	0,2
an Stampfern, Krätzern, Fäusteln, Gezähhelmaufwand	—	2,5
Unterhaltung der Bohrer	1	—
für Lehm-Wolgern	—	3
Arbeitslohn, wenn ein Häuer in der einfachen Schicht bei 7 Ngr. Schichtlohn 2 Löcher schlägt und wegthut	3	5

so ist der ganze Aufwand

I.	für einen Schuß auf die gewöhnliche Weise	6	1,4
II.	„ „ „ mit dem electrischen Funken	6	8,4

Wenn also beim gleichzeitigen Wegthun auf die zweite Weise neun vereinte noch dazu besser geschlossene Schüsse so viel wirken als zehn einzelne auf die erste Art, so ist der Aufwand gleich, leisten sie aber, wie wohl zu erwarten ist, mehr, so ist schon ein Gewinn, z. B. wenn fünf vereinte so viel als sechs einzelne thun, so sind die Kosten

ad I. der 6 = 1 Thlr. 6 Ngr. 8,4 Pf.
ad II. der 5 = 1 „ 4 „ 2 „
Gewinn ad II. 2 Ngr. 6,4 Pf.
oder 5,28 Pf. pro Schuß.

Verwendung von Sandsäcken zum Ausrüsten gewölbter Bögen.

Von

Gustav Werther,

Civil-Ingenieur.

(Hierzu Fig. 16 und 17. Taf. 7.)

Beim Ausrüsten gewölbter Bögen ist es häufig nicht möglich, die einzelnen Keile, auf die man die Lehrgerüste gewöhnlich während des Ausrüstens der Bögen zu stellen pflegt, wegen des bedeutenden Druckes, der auf ihnen lastet, zurückzuschlagen, um das Lüften der Bögen zu bewirken; selbst dann noch nicht, wenn zwischen die Berührungsflächen der Keile Blechtafeln gelegt worden sind. In solchen Fällen hilft man sich in der Regel damit, daß man neben die unbewegbaren Keile neue legt, die ersteren mit der Art zerspaltet und so stückweise entfernt. Die Lehrgerüste senken sich dabei meist plötzlich und können leicht ihre ungleichmäßige Bewegung dem Mauerwerke mittheilen. Gewöhnlich werden sie dabei auch selbst verunstaltet, weil es unmöglich ist, das Zerspalten und Entfernen der Keile mit völliger Regelmäßigkeit zu bewerkstelligen. Es darf z. B. nur eine Rippe eines Gerüstes eher frei gemacht sein, als die übrigen, so wird diese plötzlich niedersinken, und dabei leicht eine Verrückung der Wölbsteine verursachen, der kaum durch wieder in die Höhe winden der niedergefallenen Rippe begegnet werden kann.

Die Schwierigkeit, die Keile unter einem Lehrgerüste zurückzuschlagen, liegt zumeist darin, daß sich die Holzfasern an den geneigten Berührungsflächen der Keile in Folge der Belastung und des Wechsels von Trockenheit und Nässe, dem letztere ausgesetzt sind, tief in einander eindrücken, oder wie man gewöhnlich zu sagen pflegt, ineinander einfressen, und daß die Reibung, welche unter solchen Verhältnissen zwischen den Keilen entsteht, viel zu beträchtlich ist, um durch die Kraft überwunden zu werden, welche man im Stande ist, auf die Keile auszuüben, um sie zurückzutreiben.

Man hat daher anstatt der hölzernen Keile in neuerer Zeit, und zwar zuerst in England, metallene Schrauben von circa 6 Zoll Durchmesser angewendet. Solche sind zwar in der Anschaffung kostspieliger als Holzkeile, vermitteln aber ein völlig gleichmäßiges und allmäliges Niederlassen der Lehrgerüste, denen sie als Unterlage dienen, können auch, einmal angeschafft, immer wieder benutzt werden, und behalten schließlich noch mindestens den Werth des alten Metalles.

Bei der Brücke, welche die Eisenbahn von Tours nach Bordeaux über den Fluß Creuse und ebenso bei einer zweiten, vermöge welcher dieselbe Bahn in geringer Entfernung den Fluß Vienne, einen Nebenfluß der Loire, überschreitet, wurde das Niederlassen der Lehrgerüste auf eine neue, sehr sinnreiche, noch weit einfachere und bequemere Art als es die beiden erwähnten sind, bewerkstelligt. Man bediente sich nämlich statt der Keile oder Schrauben mit Sand gefüllter Säcke, deren allmäliges Auslaufen nach Schließung jedes Gewölbes dessen Lüftung herbeiführte.

Die erstgenannte Brücke enthält drei, und die letztere über den Vienne-Fluß führende vier Korbbögen, wovon jeder 103′4″ engl. (= 121,2 Fuß Sächs.) Spannweite, 36′1″ engl. (= 38,84 Fuß Sächs.) Stichhöhe und 28′4″ engl. (= 30,45 Fuß Sächs.) Tiefe hat. Jedes Lehrgerüste dieser Bögen ruhte auf 36 Unterstützungspunkten, und das größte Gewicht, welches einer derselben zu ertragen hatte, belief sich auf 45 Tons.

Um die praktischen Vortheile obigen neuen Systems im Vergleich mit Keilen festzustellen, und dessen Sicherheit zu prüfen, wurden noch vor seiner Anwendung folgende Versuche angestellt:

Ein Paar eichene Keile, deren Berührungsflächen nach dem Verhältniß 1: $3\frac{1}{2}$ gegeneinander geneigt, gut mit Fett geschmiert waren, und zwischen welche eine ebenfalls tüchtig mit Fett bestrichene Tafel von Eisenblech gelegt wurde, setzte man vermöge einer hydraulischen Presse einem Drucke von 50 Tons aus; allein dieser Druck vermochte die Keile nicht übereinander zu bewegen, selbst dann noch nicht, wenn mit einem schweren Hammer dagegen geschlagen wurde. Unter dem nämlichen Drucke prüfte man sodann Keile, welche aus drei Stücken bestanden, von denen das mittelste zwei nach dem Verhältnisse 1: 4 geneigte Flächen, das obere und untere aber jedes eine wagrechte Fläche hatte. Es zeigte sich aber trotzdem daß die Keilform des Mittelstückes noch bis zu 1: 3 für jede Lagerfläche gesteigert wurde, ohne Nachhilfe heftiger Hammerschläge keine Bewegung der Keile.

Hierauf brachte man Säcke von starkem Tuche mit getrockneten Sand gefüllt unter die Presse. Der Ausfluß des Sandes durch die Hälse der Säcke fand mit der Regelmäßigkeit eines Stundenglases statt und konnte durch das bloße Zuziehen der Schnüre, mit denen die Säcke zugebunden waren, jeden Augenblick aufgehalten werden. Der Druck

wurde ſogar noch bis auf 60 Tons geſteigert, und dennoch floß der Sand ebenſo regelmäßig aus wie zuvor. Es war dabei durchaus kein ruckweiſes Niederſinken der Preſſe zu bemerken.

Dieſen vortheilhaften Reſultaten zufolge beſchloß man bei beiden genannten Brücken das Niederlaſſen der Lehrgerüſte mittelſt Sandſäcken zu bewirken. Es geſchah dies in folgender Weiſe:

Man legte anfänglich unmittelbar an jeden Unterſtützungspunkt eines jeden Lehrgerüſtes, mit ſeinen Längsfaſern vertikal gerichtet, einen nahezu würfelförmigen Klotz k (Fig. 16. Taf. 7.) von Fichtenholz und ungefähr 1′4″ Seite. Solcher Klötze (Stempel) bedurfte es wie bereits erwähnt 36 für ein Lehrgerüſt. Sobald ein Gewölbe geſchloſſen war, wurden behufs ſeiner Lüftung die Säcke s von Segeltuch und mit trockenem Sande gefüllt, neben jene Klötze gelegt, wie Figur zeigt. An den Stellen, welche die ſtärkſte Belaſtung auszuhalten hatten, d. i. unter den ſogenannten Brechpunkten und an den Stirnſeiten legte man die Säcke doppelt (Fig. 16).

Ein jeder Sack war des beſſeren Haltes wegen um ſeine Mitte noch mit einem breiten Gürtel, ebenfalls von Segeltuch, verſehen, und aus jedem ragte ein kleiner ebenfalls mit Sand gefüllter Schlauch, der Ausflußcanal des Sandes, heraus. Wenn die Säcke gefüllt und bereit zur Verwendung waren, glichen ſie Cylindern von 1′2″ Durchmeſſer und 1 Fuß 4″ Höhe.

Ein ſchwaches Stück Brett diente jedem Sacke zur unmittelbaren Unterlage, damit er, vermöge der Keile w gegen die Unterſchwelle u u des Lehrgerüſtes angetrieben werden konnte.

Sollte das Niederlaſſen des Lehrgerüſtes geſchehen, ſo wurden die aufrechtſtehenden Klötze k mit der Art in der in Fig. 17 angedeuteten Weiſe zerhauen und dadurch das Gewicht, welches bis dahin auf ihnen ruhte, auf die Sandſäcke vollſtändig übertragen.

Die erſte Senkung des Gerüſtes zeigte ſich in Folge der Compreſſion des Sandes und betrug circa 1 Zoll. Hierauf öffnete man die Ausflußhälſe der Säcke und trug Sorge, daß das Ausfließen des Sandes, und demgemäß das Niederſinken des Lehrgerüſtes möglichſt gleichmäßig erfolgte. Zur Regulirung des Sandausfluſſes diente ein hölzerner Schieber im Halſe jedes Sackes. War ein Bogen auf dieſe Weiſe völlig gelüftet, ſo wurden die Hälſe ganz geöffnet und das Gerüſt durch das Auslaufen des Sandes vollends auf 1 Fuß niedergeſenkt. Soweit niedergeſunken, ließ man daſſelbe auf untergelegte Brettſtücken aufſitzen, um die Säcke hervorziehen zu können, ehe noch das Abtragen des Lehrgerüſtes weiter erfolgte.

Während des Niederlaſſens der Gerüſte brauchte man die Vorſicht, unter die Unterſchwellen der einzelnen Rippen Brettſtücke zu legen und ſie in dem Maße wegzunehmen als ſich die Säcke leerten. Wären dann mehrere Säcke gleichzeitig geplatzt, ſo konnte das Gerüſte wenigſtens nicht tief fallen. Allein nicht in einem Falle bedurfte es dieſer Vorſichtsmaßregel; ſo vollſtändig bewährte ſich dieſes Syſtem des Ausrüſtens. Es war dabei in der That nicht einmal ein Geräuſch oder Knarren des Holzes hörbar. Das Niedergehen des Lehrgerüſtes konnte man nur wahrnehmen, indem man von Zeit zu Zeit den Abſtand ſeiner Unterſchwelle über den Holmen ſeines Unterbaues maß. Den Moment des Löſens der Bögen von den Schaalhölzern oder Biegen konnte man kaum bemerken. Hieraus geht hinreichend hervor, daß dieſes Syſtem, auszurüſten, den Lehrgerüſten geſtattet, ſich allmälig zu ſenken, und die Wölbſteine dabei nicht jählings in Bewegung gerathen. Inſoweit als dabei alle Stützpunkte gleichzeitig nach und nach weichen, wird auch der Bogendruck gleichförmiger über die Lagerflächen der Wölbſteine verbreitet.

Zur Füllung der Säcke bewährte ſich nur völlig trockener Sand. Derſelbe drückte zwar ſehr ſtark gegen die Säcke, ſo daß dieſe davon öfters platzten; aber er floß mit großer Leichtigkeit und Gleichförmigkeit aus. Feuchter Sand griff zwar die Säcke weniger ſtark an, drang aber nur ſchwer aus denſelben heraus.

Die Koſten, welche dieſes Syſtem erfordert, ſprechen für daſſelbe ebenfalls günſtig; denn die Säcke koſteten pro 1 Stück nur 1 Thaler 2 Ngr. und mit einigen kleinen Flickereien dienten dieſelben Säcke für alle ſieben Bogen der beiden oben genannten Brücken.

Die Bogen der Creuſe-Brücke blieben, nachdem ſie geſchloſſen waren, noch 21 Tage lang auf den Lehrgerüſten ſtehen. Nachdem ſie von letzteren freigemacht waren, ſetzten ſie ſich nur wenig über 3 Zolle.

Die Formveränderung der Lehrgerüſte während des Wölbens war ungeachtet der interimiſtiſchen Belaſtung ihrer Scheitel mit je circa 50 Tons, ziemlich bedeutend. Dieſelben drückten ſich in ihren Schenkeln um 1½ Zoll ein, wovon jedoch nur ½ Zoll verblieb, während die Wölbung ſich dem Bogenſcheitel näherte.

Die Lehrgerüſte waren im Scheitel vom Anfange an um 4 Zolle über die Höhe, welche die Bögen ſchließlich behalten ſollten, überhoben.

Verbesserungen an Dampfmaschinen.

Von

M. Penn in London.

(Hierzu Fig. 1 bis 7. Taf. 7.)

Man hat schon vor längerer Zeit eine Verbesserung bei gewissen Dampfmaschinen in Vorschlag gebracht, welche darin besteht, die Kolbenstange bei Maschinen von großen Dimensionen in Form einer Röhre anzuwenden, um in deren Innern das eine Ende der Kurbelstange, welche Kraft und Bewegung auf den Krummzapfen überträgt, anzuschließen.

Da für diesen Fall das eine Ende der Kurbelstange eine hin- und hergehende, das andere Ende eine rotirende Bewegung hat, so oscillirt die Kurbelstange im Innern des hohlen Kolbens und der innere Durchmesser des letztern ist daher so groß zu machen, daß die Kurbelstange bei ihrer größten Abweichung nicht an die innern Flächen des Kolbenrohres stößt.

Durch diese Vergrößerung des Querschnittes der Kurbelstange zeigt sich aber ein bedeutender Nachtheil in sofern, als die eine Fläche des Kolbens größer als die andere ist, so daß sich derselbe nach der einen Richtung unter größerm Drucke bewegt, als nach der andern. Man hat diesen Nachtheil dadurch zu vermindern gesucht, daß man dem Kolben statt des kreisförmigen einen länglichen Querschnitt gab, so daß das Innere des Kolbenrohres gerade so viel Raum darbot, als zu der schwingenden Bewegung der Kurbelstange unbedingt nothwendig war. Die Stopfbüchse im Cylinderdeckel mußte natürlich genau dem Querschnitte der Kolbenstange entsprechen.

Penn schlägt vor, das Kolbenrohr über den Kolben und den Cylinderboden hinaus zu verlängern, so daß auf beiden Seiten des Kolbens dem Dampfe eine gleiche Fläche geboten wird. Durch diese Anordnungen sichert man nicht nur die geradlinige Bewegung des Kolbens, sondern es wird auch die Verbindungsstelle der Kurbelstange mit dem Kolbenrohre im Innern des letzteren zugänglicher, als bei der bisherigen Construction.

Die Figuren 1 bis 7, Tafel 7. zeigen verschiedene Anwendungen und Details von Penn's Erfindung. —

Fig. 1 stellt den Querschnitt eines Schiffes mit seiner Dampfmaschine vor.

A ist der Cylinder und B der Kolben; C stellt die hohle Kolbenstange vor, die entweder einen kreisförmigen oder einen länglich vierseitigen Querschnitt haben kann. F ist die Kurbelstange, welche um die Axe a im Innern des Kolbenrohres C schwingt und mit der Warze b des Krummzapfens G verbunden ist, der auf der Welle H befestigt ist. Man ersieht, daß die Kolbenstange C durch eine Stopfbüchse e im Cylinderdeckel E geht, während ihre Verlängerung sich in einer andern Stopfbüchse d im Cylinderboden D bewegt.

Diese Art Cylinder kann horizontal, wie in beiliegender Figur, oder vertical gestellt werden. Die horizontale Lage ist vortheilhafter bei Schraubendampfschiffen; sie erlaubt, die Krummzapfenwelle und Axe der Schraube in eine gerade Linie zu legen, so daß die eine die Verlängerung der andern ist und die Uebertragung der Bewegung ohne Vorgelege erfolgen kann. Die ganze Maschinerie kann unter dem ersten Verdeck aufgestellt werden.

I ist ein Gestell, welches die Welle H trägt, auf der zwei mit zwei neben einander liegenden Maschinen verbundene Krummzapfen sitzen, wie dies Fig. 2 im Grundriß und theilweisen Durchschnitt zeigt. Die Welle H dreht sich in Lagern, die auf dem Gestelle I angebracht sind, welches aus drei Theilen besteht; zwei derselben sind an den Deckeln E beider Cylinder befestigt, der dritte Theil liegt in der Mitte und dient zugleich dazu, beide Cylinder mit einander zu verbinden. Der vordere Theil der hohlen Kolbenstange C und der Kolben bestehen aus einem Stücke, der andere Theil aber ist mit Schrauben mittelst eines vorstehenden Randes mit dem Kolben verbunden.

Die Axe a, um welche die Kurbelstange schwingt, ist mittelst Schraubenbolzen z an einer Scheibe befestigt, die im Innern des Kolbenrohres angebracht und in der Mitte ausgeschnitten ist, um die Kurbelstange durchzulassen.

Der im Dampfkasten f befindliche Dampfvertheilungsschieber M, welcher von einem Excentrik N bewegt wird, weicht nicht von der gewöhnlichen Einrichtung ab.

Das Rohr P, welches in Fig. 1 durch punktirte Linien angegeben ist, führt den Dampf nach den Condensator. Diese Einrichtung kann nur angewendet werden, wenn der Condensator dem Dampfcylinder gegenüber liegt und die Luftpumpe horizontal im Innern des Condensators angebracht ist, wie dies aus Fig. 1 und 3 ersichtlich ist. Die Luftpumpe kann hierbei direct durch den Dampfkolben bewegt werden, und zwar mit Hilfe einer horizontalen Kolbenstange

S, die mit dem Dampfkolben verbunden ist, und durch eine im Cylinderdeckel E befindliche Stopfbüchse geht.

Fig. 4 zeigt eine andere Anordnung. Die beiden Kolben sind der Art angebracht, daß sie beide auf einen Krummzapfen G, der auf der Welle H befestigt ist, wirken. Die beiden Cylinder liegen sehr zweckmäßig auf den zwei entgegengesetzten Seiten des Schiffes, so daß ihre Centrallinien unter 45° geneigt sind und beide einen rechten Winkel einschließen; durch diese Anordnung erreicht man, daß beide Kolben abwechselnd auf die Warze des gemeinschaftlichen Krummzapfens wirken und dadurch eine stetige Bewegung der Welle hervorbringen, in derselben Weise, wie zwei parallel liegende Cylinder, deren Kolben auf zwei unter rechtem Winkel gegen einander gestellte Krummzapfen wirken.

Die geneigte Lage der beiden Cylinder gestattet die Maschine in einem engern Raume des Schiffes, und zwar näher dem Hintertheile desselben aufzustellen, als dies bei horizontaler Lage der Cylinder der Fall ist; im letztern Falle nimmt die Maschine mehr Raum in Anspruch, als das enge Hintertheil eines Schiffes bieten kann, während im erstern Falle neben der Raumersparniß zugleich eine kürzere Welle angewendet werden kann, indem die Maschine der Triebschraube näher liegt.

Ein anderer Theil der von Penn angegebenen Verbesserungen bezieht sich auf die Luftpumpen oder vielmehr ihrer Ventile, für den Fall, daß diese Pumpen horizontal liegen. Das System der Luftpumpen mit vollen Kolben, also doppelt wirkend, und mit vier an den Enden angebrachten Ventilen, zwei für den Eintritt und zwei für den Austritt, ist bekannt: die auf diese Ventile bezüglichen Verbesserungen bestehen nun darin, jedes Ventilpaar der Art anzubringen, daß ein Einlaßventil genau unter einem Auslaßventil befindlich ist, und beide an einer Ventilstange angebracht sind. Die Ventilstangen erhalten gleichzeitig die Ventilsitze an ihrem Platze.

Wenn die Ventilstange gehoben wird, so werden die beiden Ventile frei und man kann sie herausheben, wenn eine Untersuchung derselben nothwendig wird. Die Ventilsitze können ebenfalls herausgenommen und nöthigenfalls durch andere ersetzt werden.

Fig. 1 zeigt den Verticaldurchschnitt und Fig. 3 den Horizontaldurchschnitt des Condensators und der Luftpumpe.

Q ist ein metallner Behälter, der als Condensator und als Warmwasserbehälter dient; derselbe ist mit einer verticalen Scheidewand j (Fig 3) versehen, welche im Behälter Q zwei Abtheilungen bildet, die als zwei abgesonderte Condensatoren für die beiden Maschinen dienen.

Die Pumpen erstrecken sich horizontal durch die beiden Abtheilungen des Behälters und sind an ihren Enden offen. Das eine Ende ist durch eine Thüre q, das andere durch einen Deckel r geschlossen, und im letzteren befindet sich eine Stopfbüchse, durch welche die Stange S geht.

Der innere Raum des Behälters Q ist überdies noch durch eine horizontale Scheidewand getheilt, welche in der Figur nicht angegeben ist, und sich ungefähr im Niveau des obern Theiles der Pumpen R befindet. Der Raum unterhalb dieser Scheidewand bildet den eigentlichen Condensator; der Raum W oberhalb derselben ist der Warmwasserbehälter, nach welchen die Luftpumpe das Wasser und die aus dem Condensator entnommene Luft führt. Das überflüssige Wasser fließt durch das Rohr V ab.

a′ sind die Einlaß- und b′ die Auslaßventile; c′ und d′ sind die betreffenden Ventilsitze und e′ ist die Ventilstange, welche oben an einem Deckel f′, der ein Loch im obern Theile des Warmwasserbehälters bedeckt, befestigt ist. Diese Ventilstangen haben an ihrem Umfange Verstärkungen, durch welche sie die Ventilsitze an ihrem Platze erhalten. Die Stangen gehen durch die Ventile hindurch, und letztere können sich an ersteren bis an die, aus Fig. 1 ersichtlichen, Vorsprünge vertical aufwärts bewegen.

Wenn man den Deckel f′ abhebt und die Ventilstange e′ herauszieht, so sind die Ventile und Ventilsitze frei, und man kann dieselben durch die Thüre q oder durch die durch den Deckel r verschließbare Oeffnung aus dem Apparate herausnehmen.

Uebrigens liegen die Ventilstangen nicht genau in der Centrallinie der Pumpe, sondern etwas seitwärts der Kolbenstange S.

Penn hat noch eine dritte Verbesserung bezüglich der Construction der Schiffsdampfmaschinen angegeben, eine Verbesserung, welche bezweckt, die Reibung und Abnutzung am innern Ende der horizontalen Schraubenare zu vermindern. Dieses Ende der Are drückt, während die Are sich zugleich schnell dreht, sehr stark gegen einen festen Punkt des Schiffes und überträgt die ganze von der Triebschraube entwickelte Kraft. Das Ende der Triebwelle, welches von gehärtetem Stahl ist, stützt sich nämlich an eine ebenfalls aus gehärtetem Stahl hergestellte ebene Scheibe, die durch einen unten beschriebenen Mechanismus in langsame Drehung versetzt wird, und in Bezug auf die Schraubenare excentrisch steht, so daß während der schnellen Drehung der Welle das ebene Ende derselben fortwährend mit andern Punkten der ebenen Scheibe in Berührung kommt.

Fig. 5 ist ein Längendurchschnitt des Apparates, Fig. 6 der Grundriß und Fig. 7 ein Querschnitt desselben.

A ist ein gußeiserner, gut befestigter Kasten. H ist die Verlängerung der Triebschraubenwelle, welche sich gegen die aus gehärtetem Stahl hergestellte Scheibe B stützt; die Scheibe ist mit dem Schraubenrade D fest verbunden, welches auf der entgegengesetzten Seite mit einem kreisförmigen Vorsprunge c versehen ist, der sich in der Pfanne f dreht. Um

das Rad D vollständiger zu unterstützen, kann dasselbe noch auf einen an der Pfanne f befestigten Bolzen g aufgesteckt werden.

Das Rad D steht excentrisch in Bezug auf die Triebwelle H und die Pfanne f, in welcher sich das Rad D dreht, ist mit dem Arme k verbunden, der durch die Wand des Kastens geht und wieder excentrisch in Bezug auf die Pfanne steht. Die Excentricität des Rades D in Bezug auf die Triebwelle H, und die der Pfanne f in Bezug auf den Arm oder die kurze Welle k sind übrigens der Art, daß sie sich neutralisiren können, d. h. daß, wenn man mit Hilfe des Hebels K die Pfanne um 180° gedreht hat, indem man von der in Fig. 6 angegebenen Lage ausgeht, die Triebwelle H und das Rad D concentrisch liegen. Wenn man demnach dem Hebel Zwischenlagen giebt, so kann man jeden beliebigen Grad der Excentricität der Scheibe B herstellen.

Eine Schraube ohne Ende j auf der Triebwelle H greift in das auf der Welle J befindliche Schraubenrad j. Diese Welle trägt ein Zahnrad N, welches mit einem andern G in Eingriff steht, auf dessen Welle eine andere Schraube ohne Ende sitzt, die das Schraubenrad D bewegt.

Man ersieht aus vorstehender Anordnung, daß die drehende Bewegung des letzten Zahnrades eine sehr langsame sein wird.

Damit bei einer Aenderung der Excentricität des Rades D mittelst des Hebels K die Schraube ohne Ende fortwährend mit diesem Rade in Eingriff bleibt, läßt man die Welle F von zwei Armen r tragen, die um die feste Welle S drehbar sind, und zugleich bewirken, daß das Rad G ungeachtet seiner Lagenveränderungen stets mit dem Rade N in Eingriff bleibt. Die Welle wird durch die beiden Arme horizontal erhalten, und die Schraube ohne Ende E kann auf derselben hingleiten, während sie durch einen Vorstecker verhindert wird, sich um dieselbe zu drehen.

Zwei starke Ringe t, welche die Verlängerungen der beiden durch Schraubenbolzen x verbundenen Hälften eines Ringes U bilden, der die Pfanne F umfaßt, halten die Schrauben ohne Ende zwischen sich, umfassen die Welle F, und können allen Bewegungen, sowohl der horizontalen der Schraube, als der verticalen Bewegung der Welle F folgen.

Die Triebwelle H liegt nahe an ihrem Ende in einem Lager b, welches in einer Oeffnung der im Kasten A befindlichen Scheidewand a angebracht ist.

Diese Verbesserungen ließen sich mit geringen Modificationen bei Mühlwellen und in allen den Fällen anbringen, wo die Enden der Wellen, in Folge starken Druckes und schneller Rotation bedeutender Abnutzung ausgesetzt sind.

(Génie industriel. No. 29. 1853.)

Dimensionsverhältnisse der Krummzapfen für Dampfmaschinen.

Von

M. Armengaud aîné.

Bei den Dampfmaschinen ist der Krummzapfen bekanntlich dazu bestimmt ist, die Kraft des Kolbens unter Vermittlung einer Kurbelstange auf die Triebwelle zu übertragen, welche die verschiedenen Apparate einer Werkstatt in Bewegung zu setzen hat. Die Krummzapfen sind bald von Guß- bald von Schmiedeeisen und bestehen aus drei verschiedenen Theilen: der Nabe, dem Arme und dem Auge.

Die Dimensionen der Nabe sind von denen des Triebwellenzapfens abhängig und die des Auges entsprechen denen der Warze, welche den Krummzapfen mit der Kurbelstange verbindet. Die Dimensionen des Armes stehen mit beiden Theilen wieder im Verhältnisse.

Man hat nun die Verhältnisse, welche unter den verschiedenen Theilen der Krummzapfen, sowohl solcher für stehende Dampfmaschinen, als für Schiffsdampfmaschinen existiren, festzustellen gesucht, indem man den Durchmesser des Triebwellenzapfens und den der Warze der Rechnung zu Grunde gelegt hat.

Die Wellen, auf welche die Krummzapfen zu sitzen kommen, bestehen ebenso aus Guß- oder Schmiedeeisen und hiernach richten sich auch die anzunehmenden Verhältnisse, so wie darnach, ob die Krummzapfen gekuppelt sind oder nicht.

Durchmesser der Triebwellenzapfen.

Die Krummzapfen üben auf die Wellen, auf welchen sie aufsitzen, eine sehr beträchtliche Torsion aus, weshalb man letzteren auch größere Dimensionen ertheilt, als eigentlich zur Uebertragung einer bestimmten Leistung pro Sec. nothwendig sein würde. Man findet den Durchmesser des Zapfens einer gußeisernen Triebwelle durch die Formel:

$$1)\ D = \sqrt[3]{\frac{C}{N} \cdot 6859}$$

in welcher D den Durchmeſſer des Zapfens in Centimetern, C die Leiſtung pro Sec. in Pferdekräften à 75 Meterkilogramm, N die Umdrehungszahl der Welle in der Minute bezeichnet.

Für ſchmiedeeiſerne Wellen findet man den Durchmeſſer der Zapfen durch die Formel:

$$2)\ D = \sqrt[3]{\frac{C}{N} \cdot 4096}$$

in welcher nur ſtatt 6859 der Coëfficient 4096 eingeſetzt worden iſt.

Um jedoch dem Conſtructeur ſo viel als möglich große und langweilige Rechnungen zu erſparen, ſoll im Folgenden eine graphiſche Darſtellung derjenigen Zapfendurchmeſſer für ſchmiede- und gußeiſerne Triebwellen gegeben werden, wie ſolche bei Maſchinen von 1—10 und von 10—100 Pferdekräften und bei verſchiedenen Umdrehungszahlen anzuwenden ſind.

Fig 1. Taf. 8. welche in allen Maſchinenbauwerkſtätten angewendet werden ſollte, iſt leicht zu verſtehen; es genügt eine horizontale Linie AB, deren Theile die Geſchwindigkeiten oder Umdrehungszahlen in der Minute, und eine Ordinate oder verticale Linie BC zu ziehen, die man in 100 gleiche Theile theilt, welche die Pferdekräfte der Maſchine repräſentiren ſollen.

Man erſieht aus den Formeln 1 und 2, daß die Durchmeſſer in geradem Verhältniſſe mit der Leiſtung der Maſchine, aber im umgekehrten mit den Umdrehungszahlen derſelben ſtehen. Wenn nun die Linie BC, um die Pferdekräfte zu repräſentiren, für ſchwache Maſchinen in gleiche Theile von 1—10 und für ſtärkere in gleiche Theile von 1—100 getheilt iſt, ſo muß AB dagegen in Theile getheilt werden, welche umgekehrt proportional den Umdrehungszahlen ſind. Es möge z. B. der Halbirungspunkt von AB 10 Umdrehungen repräſentiren, was vorausſetzt, daß der Punkt B 5 Umdrehungen entſpricht, ſo wird ſich der die Umdrehungszahl=20 repräſentirende Punkt im Viertel der Linie AB befinden, d. h. in der Mite von $\frac{AB}{2}$; ebenſo wird der die Umdrehungszahl=40, welche 4 Mal größer als 10 Umdrehungen iſt, repräſentirende Punkt in der Mitte von $\frac{AB}{4}$ befindlich ſein und ſo fort.

Von jedem auf dieſe Weiſe beſtimmten Punkte errichtet man nun Perpendikel auf der Abſciſſe AB, um die Umdrehungszahlen 6, 7, 8, 9, 12, 15, 20 ꝛc. bis 50 und 60 und mehr zu repräſentiren. — Hierauf conſtruirt man aus den Cubikwurzeln von 1, 2, 3 ꝛc., multiplicirt mit 16 und 19 (d. ſ. die Cubikwurzeln aus den Coefficienten 4096 und 6859) die 2 Curven BF und BI, indem man irgend eine Länge als Einheit annimmt und ſie auf der Linie CF_1 ſo vielmal aufträgt, als man für paſſend erachtet, um (wie dies die Figur 1. zeigt) den Durchmeſſer des Zapfens in Centimetern zu erhalten. Von jedem der Theilpunkte in CF aus zieht man dann Linien parallel mit BC entweder bis an die Curven oder bis an AB.

Hiernach wird es nun leicht den Durchmeſſer der Triebwellenzapfen einer Maſchine zu finden. Es ſei z. B. für eine 4pferdekräftige Dampfmaſchine, welche pro Minute 25 Spiele macht, der Durchmeſſer des Zapfens für die ſchmiedeeiſerne Triebwelle zu finden. (Der Zapfen liegt an der Seite des Krummzapfens.)

Betrachtet man das auf dieſe Weiſe hergeſtellte Netz, ſo wird man finden, daß die Ordinate des Punktes 25 der Linie AB in o die der gegebenen Leiſtung von 4 Pferdekräfte enſprechende geneigte Linie A4 trifft. Trägt man dieſen Punkt horizontal fort bis an die Curve BF, ſo erreicht man dieſelbe in c. Die Entfernung dieſes letzten Punktes von BC giebt den geſuchten Durchmeſſer in Centimetern; man kann jedoch auch parallel mit BC aufwärts gehen und die Entfernung unmittelbar auf der oben befindlichen Scala ableſen. Hierbei würde man in unſerem Falle 8,6 Centimeter oder 86 Millimeter erhalten.

Wollte man jedoch den Zapfen aus Gußeiſen anfertigen, ſo würde man von dem Punkte o aus nur bis an die Curve BI horizontal fortgehen und dieſelbe im Punkte c^1 treffen, wodurch man den Durchmeſſer des Zapfens zu 103 Millimeter erhält.

Um jedoch auch dieſe Tafel für Maſchinen von 10 bis 100 ꝛc. Pferdekräfte dienlich zu machen, braucht man nur 2 andere Curven BI^1 und BF^1 analog den vorigen zu conſtruiren, wobei dann die auf der Linie BC gemachten Theilpunkte 1. 2. 3. ꝛc. 10. 20. 30 ꝛc. Pferdkräfte repräſentiren würden.

Hätte man z. B. für eine Maſchine von 40 Pferdekräfte, die in der Minute 25 Umdrehungen macht, die Stärke des Triebwellenzapfens zu finden, ſo würde man in dieſem Falle zwar denſelben Durchſchnittspunkt o erhalten, man hätte aber auch dann für einen ſchmiedeeiſernen Zapfen den Durchſchnittspunkt der Curve BF_1 und für einen gußeiſernen Zapfen den Durchſchnittspunkt i_1 mit der Curve BI_1 zu nehmen, was im erſten Falle 186 und im zweiten Falle 228 Millimeter ergiebt.

Auf dieſelbe Weiſe wie ſie oben angegeben wurde, kann man die Bequemlichkeit und Ausdehnung dieſer graphiſchen Darſtellungen noch dadurch vergrößern, daß man 1) die Theile der Geraden BC in mehrere z. B. in abermals 10 Theile eintheilt, welche dann bei der Anwendung von zweimal zwei Curven reſpective 0,1 und 1 Pferdekraft repräſ-

sentiren würden; und 2) dadurch, daß man die Theile der Geraden CF_1, statt daß sie wie in der Fig. 1 Centimeter darstellen, zu einem Millimeter oder ½ Millimeter annimmt.

Obgleich Fig. 1 nur in kleinem Maßstabe ausgeführt ist, so findet man doch schon die Resultate mit einer ziemlich annähernden Genauigkeit. —

Die Warze des Krummzapfens.

Es ist bekannt, daß die in die Augen der Krummzapfen einzusetzenden Warzen jetzt fast immer aus Schmiedeeisen angefertigt werden, und daß man Warzen aus Gußeisen höchstens bei Wattschen Niederdruckmaschinen anwendet. — Die Durchmesser werden berechnet, indem man die Kräfte, welche sie zu übertragen haben, rechtwinklich auf ihre Are wirkend annimmt.

Nach Robertson bestimmt man die Stärke der Krummzapfenwarzen für Watt'sche Maschinen mit Balancier durch die Formel:

$$d = 3{,}2 \sqrt[3]{\frac{18}{14} Q}$$

worin d den Durchmesser in Centimetern repräsentirt und Q die Kraft, welche auf die Warze übergetragen wird, in metrischen Centnern à 100 Kilogramm bezeichnet. Wenn man also den Totaldruck auf die schmiedeeiserne Krummzapfenwarze gleich 3600 Kilogramm oder gleich 36 metrischen Centnern setzt, so erhält man für den Durchmesser der Warze:

$$d = 3{,}2 \sqrt[3]{\frac{18}{14} \cdot 36} \text{ oder}$$

$$d = 3{,}2 \,.\, 3{,}587$$

$$d = 11{,}48 \text{ Centimeter oder } 115 \text{ Millimeter.}$$

In dem ersten Theile der Abhandlung über Dampfmaschinen von Bataille und Julien ist der Durchmesser der Krummzapfenwarze bestimmt durch die Formel:

$$d = 0{,}107 \,.\, \sqrt[2]{P \,.\, D}$$

worin d den Durchmesser in Centimetern
P den Druck auf ein Quadratcentimeter der Kolbenfläche
und
D den Durchmesser des Cylinders bezeichnet.

Nach Morin kann man unbedenklich die Krummzapfenwarze mit 50 Kilogramm auf ein Quadratcentimeter Querschnitt belasten und würde sonach bei einem Drucke von 10000 Kilogramm auf die Warze einen Querschnitt von 200 Quadratcentimetern zugeben und daher den Durchmesser derselben ungefähr 16 Centimeter groß anzunehmen haben.

Die Formel, welche wir zur Berechnung von schmiedeeisernen Krummzapfenwarzen im Allgemeinen angenommen haben, ist

$$3) \quad d = 3 \sqrt[3]{P.}$$

worin d den Durchmesser der Warze in Centimetern und P den Druck in Centnern (à 100 Kilogamm) bezeichnet, welcher auf die Warze ausgeübt wird. —

Beispiel. Welcher Durchmesser ist einer Krummzapfenwarze zu geben, die einen Druck von 3600 Kilogr. zu übertragen hat? Man erhält

$$d = 3 \sqrt[3]{36} = 9{,}9 \text{ Centimeter.}$$

Bei Seeschiffen wird man besser thun, einen größeren Coefficienten z. B. 3,3 anzuwenden, da dort die Krummzapfen mitunter mehr oder weniger heftigen Stößen ausgesetzt sind, wornach die Fomel (3) in

$$4) \quad d = 3{,}3 \sqrt[3]{P} \text{ übergeht.}$$

In dem von Millus construirten Schiffe Phönix von 220 Pferdekraft mit oscillirenden Cylindern hat man

den Kolbendurchmesser . . . = 1,41 Meter.
daher die Kolbenfläche . . . = 15614 □ Centimeter.

Wenn man nun voraussetzt, daß der effective Druck auf ein Quadratcentimeter 1,03 Kilogramm ist, so hat man für den Gesammtdruck, welcher auf die Warze übertragen wird

$P = 15614 \,.\, 1{,}03 = 16082$ Kilogramm oder ungefähr 161 metrische Centner, was nach der Formel

$d = 3{,}3 \sqrt[3]{161} = 18$ Centimeter geben würde.

Der Constructeur hat aber 21 Centimeter angenommen, weil die Maschinen mit oscyllirenden Cylindern einen größeren Zapfendruck ausüben, als vorausgesetzt worden ist.

Es wird nun leicht, mit Hilfe der Formeln 3 und 4 die den jedesmaligen Kräften entsprechenden Durchmesser der Krummzapfenwarzen graphisch darzustellen. Wir haben mit Hilfe der Formel $d = 3 \sqrt[3]{P}$ durch Einsetzen von verschiedenen Werthen für P die in Fig. 2 enthaltene Curve FOM construirt, welche die auf die verticale Linie FI aufgetragenen Durchmesser den verschiedenen Kräften, welche Letztere in metrischen Centnern auf IT und FK aufgetragen sind, entsprechend angiebt.

Beispiel. Es sei der Durchmesser der Krummzapfenwarze einer stehenden Maschine anzugeben, welcher eine Kraft von 18000 Kilogramm oder 180 metrische Centner zu übertragen hat?

Man sieht, daß der Durchschnittspunkt o der Curve FOM mit dem aus 180 errichteten Perpendikel nur wenig über der horizontalen sich befindet, welche dem Durchmesser von 17 Centimetern entspricht; und dies ist auch in der That das durch die Formel $d = 3 \sqrt[3]{P} = 17$ Centimeter gefundene Resultat. —

Auf ganz dieselbe Weise haben wir in Fig. 2 eine 2te Curve FO_1M_1 construirt, indem wir dem Coefficienten 3,3, welcher für Krummzapfenwarzen an Schiffsmaschinen anzunehmen sein dürfte, Rechnung getragen haben.

Der Durchmesser einer schmiedeeisernen Krummzapfenwarze für ein Dampfschiff, welche 15000 Kilogramm oder 150 metrische Centner Kraft zu übertragen hat, würde hiernach 175 Millimeter betragen, während derselbe für eine stehende Maschine 160 Millimeter sein würde.

Länge der Krummzapfenwarzen und der Wellzapfen.

Die Länge oder den Vorsprung der Warzen, welcher von den Schenkeln der Kurbelstange umschlossen wird, macht man in der Regel größer als den Durchmesser selbst, also, wenn man die Länge mit s bezeichnet:

5) $s = 1{,}25\,d.$

folglich erhält man für einen Durchmesser von 0,16 Meter die Länge der Warze

$$s = 1{,}25 \,.\, 0{,}16 = 0{,}2 \text{ Meter.}$$

Es ist indessen zu bemerken, daß man bei einigen Maschinen dieses Verhältniß nicht in Anwendung bringen kann, und zwar leider nicht zum Vortheil der Maschine, da mit der Kürze der Warze deren Abnutzung wächst. Wir müssen uns hierbei ins Gedächtniß rufen, daß die Zapfenreibung nicht mit der Länge des Zapfens, sondern mit dessen Durchmesser wächst; je länger daher ein Zapfen ist, je mehr er sich auflagert und je mehr er somit Oberfläche darbietet, desto weniger schnell wird er sich abnutzen. Es ist jedoch auch andrerseits einleuchtend, daß bei Wellen, welche starker Torsion unterworfen sind, die Ursachen zum Bruch mit der Länge der Zapfen wachsen. Für die Zapfen von Wellen, welche starker Torsion unterworfen sind, ist man absolut auf die Länge des unterstützten Zapfentheiles beschränkt; es ist jedoch auch hierbei wieder einleuchtend, daß die Ursachen zu Brüchen mit dieser Länge wachsen, und daher gut sich auf eine Länge von 1,2 bis1,25 des Durchmessers zu beschränken. —

Dimensionen der schmiedeeisernen Krummzapfen. Von der Nabe und dem Arme des Krummzapfens.

Wenn man auf gegebene Weise für eine Maschine den Durchmesser des Triebwellenzapfens und den der Warze bestimmt hat, so ist es nöthig, die anderen Dimensionen des Krummzapfens ebenfalls der auszuübenden Kraft und den möglichen Stößen, die während der Arbeit vorkommen können, entsprechend zu construiren. —

Derjenige Theil des Krummzapfens, welcher die Triebwelle umgiebt, wird die Nabe genannt, und an diese schließt sich dann der Arm an. Nimmt man in Fig. 4 und 5.

D_1 den inneren Durchmesser der Nabe

E die Stärke um den Wellbaum herum

L die Länge parallel der Are

A die Breite des Armes im Mittelpunkte des Zapfens gemessen und

H endlich die dieser Breite entsprechende Stärke, so kann man zweckmäßig folgende Proportionen für jeden Theil des Krummzapfens annehmen.

Für den innern Durchmesser D_1 der Nabe, welche gut und der Stärke der Welle entsprechend ausgebohrt sein muß, hat man:

6) $D_1 = 1{,}1\,D + 10$ Millimeter und den Halbmesser

$$R_1 = \frac{D_1}{2} = 0{,}55\,D + 5 \text{ Millimeter.}$$

Die Länge der Nabe parallel der Are gemessen muß ungefähr $^1/_5$ größer sein, als der Durchmesser des Zapfens, damit der Krummzapfen hinreichend auf der Welle aufsitzen kann; man hat daher:

7) $L = 1{,}2\,D.$

Die Länge multiplicirt mit der Stärke muß einen Querschnitt bilden, welcher wenigstens gleich ist $^2/_3$ des Querschnittes des Wellzapfens, was giebt:

$$8)\ E = \frac{\pi D}{7{,}2} = \frac{3{,}14\,D}{7{,}2} = 0{,}436\,D.$$

Der Querschnitt des Armes im Wellmittel gemessen muß dem Querschnitte der Nabe gleich sein; folglich

$A \,.\, H = L \,.\, E$ und daher

9) $A = 1 \,.\, 3\,D$ und

$$10)\ H = \frac{\pi D}{3{,}9} = \frac{3{,}14\,D}{3{,}9} = 0{,}805\,D.$$

Von dem Auge des Krummzapfens.

Die Dimensionen des Auges des Krummzapfens sind natürlich von dem Durchmesser der Krummzapfenwarze abhängig.

Repräsentire in Fig. 5 d_1 den inneren Durchmesser des Auges, l die Länge desselben, e die Stärke des das Auge umgebenden Armtheiles und endlich a und h die beiden Seiten des Querschnitts des Armes im Centro des Auges gemessen.

Indem wir nach dem jetzt allgemein angewendeten Verbindungssysteme (Fig. 6.) annehmen, daß der Zapfen der Warzen etwas kegelförmig zuläuft und im Auge durch eine Schraubenmutter festgehalten wird, setzen wir voraus, daß der größte Durchmesser des Conus oder des Warzenzapfens gleich dem der Warze selbst ist, und daß mithin

11) $d_1 = d$ ist.

Damit der Zapfen der Warze im Auge genügend festsitzen kann, ist es nothwendig, daß die Länge desselben um ein Drittheil größer ist, als der Durchmesser der Warze selbst; weshalb

12) $l = 1{,}3\,d$

Der Querschnitt des das Auge umgebenden Armtheiles,

welcher wenigstens $^5/_6$ der der Warze sein muß, ergiebt die mit seiner Länge im Verhältniß stehende Stärke

$$13)\ e = \frac{\pi d}{6{,}2} = \frac{3{,}14\,d}{6{,}2} = 0{,}5\,d$$

Der Querschnitt des Armes im Centro des Auges gemessen, kann auf $^2/_3$ des Querschnittes des Auges angenommen werden, was für seine Breite

$$14)\ a = 1\,.\,3\,d$$ und für seine Stärke

$$15)\ h = 2\,\frac{\pi d}{9{,}3} = \frac{6{,}24\,d}{9{,}3} = 0{,}675\,d$$ ergiebt.

Nach diesen Annahmen war es nun außerordentlich leicht, ein Diagramm zu construiren, welches ebenfalls in Figur 2 enthalten ist, mit Hilfe dessen man mit aller nur wünschenswerthen Genauigkeit alle auf die Construction von Krummzapfen Bezug habende Resultate erhält.

Die äußerste Linie links FI des Rechteckes repräsentirt die Durchmesser der Wellzapfen in Centimetern von 1—30 von unten nach oben gehend; die schrägen Linien FE, $F\frac{D_1}{2}$, FH, FL, und FA entsprechen den verschiedenen Theilen des Armes und der Nabe des Krummzapfens, welche diesen Durchmessern proportionirt sind. Ihre Dimensionen werden auf der oberen horizontalen Linie IT abgelesen.

Es ist leicht einzusehen, daß es für die Bestimmung jeder dieser Linien hinreichend ist, nur einen Punkt derselben zu finden; z. B. denjenigen, welcher dem stärksten Durchmesser auf unserer Scala entspricht.

Beispiel. Man will mit Hilfe unserer graphischen Darstellung die Dimensionen der Nabe und des Armes eines Krummzapfens kennen lernen, wenn der Durchmesser des Triebwellenzapfens 16 Centimeter ist?

Man sieht in Figur 2, daß die vom Punkte 16 aus gezogene Horizontallinie die schrägen Linien nach und nach in den Punkten u, v, x, y und z schneidet; die von diesen Schnittpunkten an die Linie IT gezogenen Perpendikel ergeben die betreffenden Dimensionen.

Man hat für die Stärke der Nabe E = 70 Millimeter,

für den inneren Halbmesser derselben $R_1 = \frac{D_1}{2} = 92$ Millimeter,

für die Länge L = 192 Millimeter,

für die Stärke des Armes 128 Millim. } beide im Centro der
für seine Breite 208 Millimeter } Nabe gemessen.

Mit den Dimensionen der das Auge umgebenden Theile hat es ein gleiches Bewandniß: Auf der Linie TK sind ebenfalls von O aus die Durchmesser der Warze in Centimetern von oben nach unten aufgetragen und auf FK die entsprechenden Dimensionen der anderen Theile abzulesen. Man hat in gleicher Weise die schrägen Linien oe, oh und ol oder oa, welche den Werthen e, h, l und a entsprechen. Da die 2 Letzten gleich waren, so mußten sie auch durch ein und dieselbe Linie repräsentirt werden.

Es sei z. B. der Durchmesser der Warze 10 Centimeter.

Man sieht, daß die Dimensionen des Auges, welches die Warze aufzunehmen hat, durch die Schnitte bestimmt werden, welche entstehen, wenn man vom Punkt 10 aus horizontal nach diesen schrägen Linien herübergeht. Die Schnittpunkte sind u_1, x_1 und z_1 und die auf FK von denselben herabgefällten Perpendikel ergeben alsdann

e = 50 Millimeter,
h = 67 Millimeter,
und
a und l = 130 Millimeter.

Der schmiedeeiserne Krummzapfen in Fig. 4 und 5 ist für eine stehende Maschine von 25 Pferdekräften, die 25 Spiele pro Minute macht, nach den vorhergehenden Regeln construirt.

Ueber die Dimensionen gußeiserner Krummzapfen.

Wir haben schon bemerkt, daß man gußeiserne Krummzapfen auch gewöhnlich auf gußeiserne Wellen befestigt. Die Dimensionen derselben sind wenigstens in einzelnen Theilen stärker als die von schmiedeeisernen Krummzapfen. Damit man jedoch über den Unterschied zwischen beiden ein Urtheil fällen kann, wollen wir voraussetzen, daß beide Arten auf schmiedeeisernen Wellen befestigt sind; hierbei wird:

Für die Nabe und den sich an dieselbe anschließenden Theil des Armes

der Durchmesser der Nabe 6) $D_1 = 1{,}1\,D + 10$
Länge derselben 7) $L = 1{,}2\,D$
Stärke der Nabe 8) $E = \frac{\pi D}{6} = \frac{3{,}14\,D}{6} = 0{,}523\,D.$
Breite des Armes 9) $A = 1{,}55\,D.$
Stärke derselben 10) $H = 1{,}02\,D.$

Für das Auge des Krummzapfens und den sich an dasselbe anschließenden Theil des Armes haben wir in gleicher Weise

Durchmesser des Auges 11) $d_1 = d$
Länge desselben 12) $l = 1{,}3\,d$
Stärke desselben 13) $e = \frac{\pi d}{5} = \frac{3{,}14\,d}{5} = 0{,}628\,d$
Stärke des Armes 14) $a = 1{,}5\,d$ } beide im Centro des
Breite desselben 15) $h = 1{,}1\,d$ } Auges gemessen.

Die graphische Darstellung auf Fig. 3 ergiebt auch wie oben in Fig. 2 die Dimensionen gußeiserner Krummzapfen für schmiedeeiserne Wellzapfen von 1—30 Centimeter und für Warzen 1—20 Centimeter Durchmesser.

In Fig. 7 und 8 befindet sich die Vorder- und Seitenansicht eines gußeisernen Krummzapfens, welcher nach diesen Angaben construirt worden ist.

Die Befestigung der Krummzapfen auf der Welle erfolgt durch einen Splint, welcher mit $^1/_4$ seiner Höhe in die Oberfläche des Wellenendes und mit $^3/_4$ in das Innere der Nabe eingelassen wird. Es ist ausreichend, diesem Splinte $^1/_3$ oder $^1/_4$ der Stärke des Wellenzapfens zur Breite und $^2/_5$ dieser Breite zur Höhe zu geben.

Die gußeisernen Krummzapfenarme haben öfters keinen vollen rectangulären Querschnitt, sondern weichen von der vorderen und hinteren Seite mehr oder weniger davon ab, wie dies die Querschnitte Fig. 9, 10 und 11 erweisen; indessen haben wir auch auf diese Abweichungen in unseren Formeln für H und h schon Rücksicht genommen, eben so wie wir bei schmiedeeisernen Krummzapfen den vollen rectangulären Querschnitt zu Grunde gelegt haben. —

Gekuppelte Krummzapfen.

Die Krummzapfen, welche statt am Ende in der Mitte einer Welle angebracht werden, sind doppelt, gekuppelt und durch eine einzige Warze verbunden, auf welche die Kurbelstange oder die Kolbenstange wirkt. Für Maschinen von einer gewissen Stärke zieht man diese Einrichtung den gekröpften Wellen vor, ausgenommen bei den Locomotiven, wo der Raum sehr beschränkt ist und wo der Kolbenhub immer sehr klein im Vergleich zur auszuübenden Kraft ist.

Die beiden gekuppelten Krummzapfen, welche in Fig. 12 dargestellt sind, gehören einer Schiffsdampfmaschine von 220 Pferdekraft an und sind von Rillus construirt worden. Die Maschine hat zwei Cylinder und daher auch zwei Paare gekuppelte Krummzapfen. Der Krummzapfen M befindet sich an dem Theile der Hauptwelle, der zwischen beiden Cylindern liegt und ist stärker, als der Krummzapfen M^1, der sich auf dem Theile der Welle befindet, welcher das Ruderrad trägt, weil er auf Augenblicke die ganze von der Maschine ausgeübte Kraft aushalten muß, während der Krummzapfen M^1 durchschnittlich nur die Hälfte zu übertragen hat. Die Anordnung der Kolben ist der Art, daß sich der eine in der Mitte seines Laufes befindet, wenn der andere das Ende erreicht hat.

Jeder dieser Krummzapfen ist auf seiner Welle durch einen starken Spint c (Fig. 13) befestigt. Die Warze ist mit dem einen Ende sehr genau im Auge des stärkern Krummzapfens mit Hilfe eines Vorsteckers befestigt, mit dem andern aber leicht in einen kupfernen Ring b (Fig. 14) eingeschoben, der im Auge des zweiten Krummzapfens M^1 eingesetzt und auf zwei entgegengesetzten Seiten im Innern etwas abgeplattet ist, um geringe Abweichungen zu gestatten, wenn der Parallelismus der Aren kleine Störungen erfährt. Die beiden Krummzapfen sind nur in Bezug ihrer Stärke verschieden, außerdem haben sie aber natürlich ganz gleiche Dimensionen.

Die gewöhnlichen Dimensionen der beiden Krummzapfen berechnen sich nach folgenden Formeln:

$$D^1 = D$$

$$E = \frac{\pi D}{10{,}8} = 0{,}3\ D \text{ (ungefähr)}$$

$$A = 1{,}35 \,.\, D$$

$$d^1 = d$$

$$e = \frac{\pi \,.\, d}{8{,}8} = 0{,}357 \,.\, d$$

$$a = 0{,}7\ d$$

Die Stärke der verschiedenen Theile dieser Krummzapfen finden sich auf folgende Weise:

Krummzapfen M	Krummzapfen M^1
$L = D$	$L^1 = 0{,}8\ D$
$H = 0{,}644\ D$	$H^1 = 0{,}515\ D$
$l = 1{,}1\ d$	$l^1 = 0{,}9\ d$
$h = 0{,}65\ d$	$h^1 = 0{,}47\ d$

In vorstehenden Formeln haben die einzelnen Buchstaben dieselbe Bedeutung, wie oben.

Es ist klar, daß sich für Vorstehendes in ähnlicher Weise, wie oben angegeben wurde, graphische Tabellen fertigen lassen, um ohne alle Rechnung alle Dimensionen der einzelnen Theile jeden Krummzapfens zu bestimmen, nachdem einmal der Durchmesser der Warze und des Wellenzapfens berechnet worden ist.

Wir haben die Ueberzeugung, daß es durch Vorstehendes und durch die graphischen Tabellen auf Taf. 8. für den Praktiker leicht ist, zweckmäßige Dimensionen für alle Theile der Krummzapfen, für stehende wie für Schiffsdampfmaschinen zu bestimmen, und zwar sowohl für schmiedeiserne als gußeiserne, und für einfache und gekuppelte Krummzapfen. Wir fordern nur noch dazu auf, die graphischen Tabellen in größerem Maßstabe auszuführen, als es uns auf unsern Tafeln gestattet war.

(Armengaud. Publication industrielle V. 8. p. 264.)

Ueber den Ausfluß des Leuchtgases und Bewegung desselben in den Leitungsröhren.

Von

Samuel Hughes.

Dem Elementarwerke Weale's über verschiedene Fabricationsprocesse ist ein kleines Werkchen über Gasanstalten von Hughes beigefügt, welches sehr sorgfältig ausgearbeitet ist. Dieses Werkchen ist mit einer großen Unparteilichkeit von einem praktischen Manne geschrieben worden, und daher ein höchst nützliches Handbuch. —

Hughes ist ziemlich ausführlich auf die Frage über die Bewegung des Gases durch Röhren eingegangen, und hat einige neue Ansichten hierüber gegeben, welche wir im Folgenden wiedergeben werden.

Ueber die Bewegung des Gases durch Röhren.

Bei der Bestimmung der Querschnitte von Hauptröhren, welche zur Ableitung einer bestimmten Quantität Gas erforderlich sind, ist es nothwendig, gewisse empirische vom Experiment abgeleitete Resultate mit gewissen bei der Bewegung von Flüssigkeiten angewendeten Gesetzen zu combiniren. Die Arten der Berechnungen, zu denen man gewöhnlich seine Zuflucht nimmt, um die Dimensionen der Hauptröhren zu bestimmen, werden einfacher abgehandelt, wenn man den Gegenstand unter 3 verschiedene Abtheilungen bringt: 1) der Ausfluß des Gases durch einfache Oeffnungen, 2) die Bewegung desselben durch horizontale Röhren und 3) seine Bewegung durch Röhren, die von der horizontalen Lage abweichen.

I) der Ausfluß durch einfache Oeffnungen. —

Die theoretischen Gesetze, welche sich auf diesen Fall anwenden lassen sind folgende:

1) die Geschwindigkeit, mit welcher das Gas aus einer einfachen Oeffnung ausströmt, wächst, wie die Quadratwurzel aus der Höhe des Wassers im Manometer. Das Gas folgt in diesem Falle demselben einfachen Gesetze wie das Wasser, und da der Druck des Gases gewöhnlich in Zollen Wasserhöhe gemessen wird, so ist es passend, dieses Gesetz unter Berücksichtigung dieser Maaßmodalität zu benutzen. Demnach steht die Quantität des Gases, welches durch eine einfache Oeffnung ausfließt, mit der Geschwindigkeit in Proportion, und es folgt, daß die Quantität des durch eine einfache Oeffnung ausfließenden Gases unter übrigens gleichen Umständen proportional der Quadratwurzel aus dem Drucke ist. —

Ist H die Höhe des Wassers in Zollen, welche den Druck des Gases anzeigt, und ist Q die Quantität des Gases, welches durch eine Oeffnung unter diesem Drucke ausfließt; ist ferner h eine andere Höhe des Wassers, ebenfalls in Zollen angegeben, für welche die Quantität q zu bestimmen ist, so haben wir

$$\sqrt{H} : \sqrt{h} = Q : q \text{ oder}$$

$$1)\ q = \frac{\sqrt{h} \cdot Q}{\sqrt{H}}$$

Nimmt man, um dies zu verdeutlichen, an, daß die Quantität des unter 4 Zoll Wasserhöhe ausfließenden Gases zweimal so groß ist, als die unter 1 Zoll Höhe, so wird die Quantität des unter 9 Zoll Druckhöhe ausfließenden Gases 3 Mal so groß sein, als die bei einem Zoll Druckhöhe und so fort.

Hat man sich z. B. durch das Experiment versichert, daß bei einem Drucke von 3 Zoll Wasserhöhe durch eine gewisse Oeffnung pro Stunde 400 Kub.-Fuß Gas ausströmen und wird zu wissen verlangt, wie viel Kub.-Fuße in derselben Zeit durch dieselbe Oeffnung bei 2 Zoll Druckhöhe ausströmen, so hat man einfach

$$q = \frac{\sqrt{h} \cdot Q}{\sqrt{H}} = \frac{\sqrt{2} \cdot 400}{\sqrt{3}} = \frac{565{,}6}{1{,}732} = 327 \text{ Kub.-F.}$$

2) Bleibt der Druck constant, so wird die Quantität des durch eine Oeffnung ausströmenden Gases umgekehrt mit der Quadratwurzel aus dem specifischen Gewicht desselben in Proportion stehen. Es ist evident, daß das leichtere Gas mit einer größeren Geschwindigkeit ausfließt, als ein schwereres, und daß auch die Geschwindigkeit desselben dem eben angezogenen Gesetze folgt. —

Es sei G das specifische Gewicht eines Gases, dessen Ausflußquantum durch irgend eine Oeffnung in einer gegebenen Zeit gleich Q ist, und es fragt sich nun, wie groß das Quantum q eines Gases unter denselben Umständen wird, wenn das specifische Gewicht desselben gleich g ist. Man hat dann

$$\sqrt{g} : \sqrt{G} = Q : q \text{ und}$$

$$2)\ q = \frac{Q\sqrt{G}}{\sqrt{g}}$$

Wenn z. B. bekannt wäre, daß Cannelkohlengas von

0,550 specifischem Gewichte beim Ausflusse aus einer Oeffnung pro Stunde 400 Kub.-Fuß ergäbe, so würde ein leichteres Gas von 0,360 specifischem Gewichte unter demselben Drucke ein Quantum von

$$q = \frac{\sqrt{0{,}55} \cdot 400}{\sqrt{0{,}360}} = \frac{296{,}64}{0{,}6} = 494 \text{ Kub.-F. ergeben.}$$

3) Bleibt der Druck und das specifische Gewicht constant, so wird der Ausfluß desselben Gases durch verschiedene Oeffnungen sich wie ihre Querschnitte oder wie die Quadrate ihrer Durchmesser verhalten. So wird bei übrigens gleichen Umständen eine Oeffnung von 2 Zoll Durchmesser 4 Mal mehr Gas liefern, als eine Oeffnung von 1 Zoll, ebenso eine Oeffnung von 3 Zollen 9 Mal mehr u. s. w.

Indessen ist diese Regel in praxi nicht ganz genau, da sie auf die theoretische Annahme der gänzlichen Abwesenheit von Reibung basirt ist; und es wird, da bei einer großen Oeffnung die Reibung verhältnißmäßig klein ist, der Ausfluß in der Wirklichkeit größer sein, als der durch die Theorie für große Oeffnungen bestimmte. — Viele Ingenieure haben indessen den Querschnitt nach diesem Gesetze bestimmt und nicht für nöthig gehalten, denselben mit dem durch die Theorie gefundenen zu vergleichen, weil der entstehende Ueberschuß Fehler und Unvollkommenheiten im Legen der Röhren und andern Zufälligkeiten, welche entstehen können, erlaubt. —

Ist D der Durchmesser einer Oeffnung, durch welche die Quantität Q ausströmt, dann wird die Quantität q, welche durch eine andere Oeffnung vom Durchmesser d ausströmt, sein:

$$3)\ q = \frac{d^2 Q}{D^2}$$

Setzt man z. B. voraus, daß durch eine Oeffnung von ½ Zoll Durchmesser in der Stunde 1000 Kub.-Fuß ausströmen, so findet man die Quantität desselben Gases, welche durch eine andere Oeffnung von 4¼ Zoll Durchmesser in derselben Zeit ausströmt, zu

$$q = \frac{4{,}25^2 \cdot 1000}{0{,}5^2} = \frac{79062}{0{,}25} = 76248 \text{ Kub.-Fuß.}$$

Es ist indessen möglich, daß aus dem schon angeführten Grunde in der Wirklichkeit mehrere hundert Kubikfuße Gas mehr ausströmen, als die Theorie ergiebt.

Wir kommen jetzt zu der Combination von praktischen Resultaten mit den theoretischen Regeln, welche zur Bestimmung dessen aufgestellt worden sind, was Clegg sehr passend die Anfangsgeschwindigkeit des Gases nennt, d. h. die Geschwindigkeit, mit welcher es durch eine Oeffnung auszuströmen anfängt, zum Unterschiede von der Geschwindigkeit, mit der es ausströmt, wenn es zuvor noch durch eine Röhre von größerer oder geringerer Länge gegangen ist. Es ist zu bedauern, daß die Experimente, mit welchen die Theorie zu vergleichen und in einigen Fällen zu modificiren ist, sehr kärglich und unzureichend sind. Clegg theilt eine Tafel mit, welche die Quantitäten angiebt, die durch eine kreisrunde Oeffnung von nur ¼ Zoll Durchmesser bei verschiedenen Pressungen von ½ Zoll bis 5 Zoll Wasserhöhe ausströmen. Berechnet man die Quantitäten, welche ausströmen müssen, im Verhältniß zu dem Ausfluß bei den niedrigsten Pressungen, so kommen sich die Resultate ziemlich nahe, was aus der folgenden Vergleichung zu ersehen ist:

Tafel über den Ausfluß pro Stunde von Kohlenwasserstoffgas mit dem specifischen Gewichte von 0,420 aus einer kreisrunden Oeffnung von ¼ Zoll Durchmesser

Druck in Zollen	Kubikfuße gefunden. durch das Experiment.	durch Rechnung.
½	80	—
1	113	111,7
2	160,5	160
3	195	193,1
4	226	226,2
5	253	253.

Clegg giebt auch noch eine andere Tafel, welche die Quantitäten von Gas mit dem specifischen Gewichte von 0,420 ersehen läßt, wie er sie durch das Experiment und die Berechnung gefunden hat; der Druck bleibt hierbei constant und beträgt ½ Zoll Wasserhöhe, während die Durchmesser der Oeffnungen von ¼ Zoll aufwärts bis zu 5 Zollen variiren:

Durchmesser der Oeffnungen in Zollen	Kubikfuße Gas gefunden. durch d. Experiment.	durch Rechnung.
0,25	80	—
0,50	321	320
0,75	723	720
1,00	1287	1280
1,125	1625	1620
1,25	2010	2000
1,50	2885	2880
6,00	46150	46080

Der Ueberschuß der durch das Experiment erlangten Resultate muß, wie schon erwähnt wurde, der verhältnißmäßigen Verminderung der Reibung zugeschrieben werden.

Nimmt man nur an, daß das erste Experiment, bei welchem 80 Kub.-Fuß Gas von 0,420 specifischem Gewichte aus einer Oeffnung von ¼ Zoll Durchmesser unter einer Pressung von 0,5 Zoll Wasserhöhe pro Stunde ausströmten, genau richtig und würdig sei, weiteren Berechnungen als Basis zu dienen, so kann man beispielsweise die Quantität Gas bestimmen, welche bei einem specifischen Gewichte von 0,500 pro Stunde durch eine kreisrunde Oeffnung von

4 Zoll Durchmesser unter einem Drucke von $2\frac{1}{2}$ Zoll Wasserhöhe zum Ausfluß gelangt. —

Erstens um die kleinere Ausströmungsquantität, welche aus dem größeren specifischen Gewichte erwächst, bei 0,5 Zoll Druckhöhe zu finden, haben wir:

$$q = \frac{\sqrt{0{,}420} \cdot 80}{\sqrt{0{,}500}} = \frac{51{,}84}{0{,}707} = 73{,}3 \text{ Kub.-Fuß.}$$

Zweitens, um die der größeren Ausflußöffnung von 4 Zoll Durchmesser zugehörige Ausflußmenge zu finden, haben wir bei derselben Druckhöhe:

$$q = \frac{16 \cdot 73{,}3}{0{,}25^2} = \frac{1172{,}8}{0{,}0625} = 18765 \text{ Kub.-Fuß}$$

Gas von 0,500 specifischem Gewichte. —

Drittens haben wir, um das größere Gasquantum von 0,5 specifischem Gewichte, welches bei einem Drucke von $2\frac{1}{2}$ Zoll Wasserhöhe pro Stunde durch eine kreisrunde Oeffnung von 4 Zoll Durchmesser zum Ausflusse gelangt, zu finden

$$q = \frac{\sqrt{2\frac{1}{2}} \cdot 18765}{\sqrt{\frac{1}{2}}} = \frac{29649}{0{,}707} = 41936 \text{ Kub.-Fuß.}$$

Wir kommen jetzt zur zweiten und für die Praxis wichtigeren Frage, nämlich zur Bestimmung der Quantitäten von Gas, welche durch Röhren von gegebener Länge und gegebenem Querschnitte zu gehen im Stande sind.

Clegg giebt eine Reihe von 6 Versuchen an, bei welchem Gas unter einem Drucke von $\frac{1}{2}$ Zoll Wasserhöhe durch verschiedene bis zu 34 englische Ellen lange, 6 Zoll starke Röhren zum Ausfluß gelangte.

Aus diesen Versuchen schließt er, daß sich die Gasquantitäten umgekehrt wie die Quadratwurzeln aus den zu durchlaufenden Längen verhalten, so lange die Röhre horizontal und der Druck derselbe ist. Nehmen wir Clegg's erstes Experiment, welches einen Ausfluß von 44280 Kub.-Fuß pro Stunde durch eine Röhre von 3,46 Ellen Länge ergab, als Basis weiterer Berechnungen an, so finden wir das Quantum, welches unter denselben Verhältnissen durch eine 34,2 Ellen lange Röhre gehen wird, durch die Proportion

$$\sqrt{34{,}2} : \sqrt{3{,}46} = 44280 : X$$

$$\text{oder } x = \frac{44280 \cdot \sqrt{3{,}46}}{\sqrt{34.2}} = 14083{,}6 \text{ Kub.-Fuß,}$$

während die beim Experimente selbst erhaltene Quantität 14080 Kubikfuß betrug; ein Ergebniß, welches hinreichend genau für alle praktischen Zwecke ist. Diese Art, das Glasquantum zu berechnen, scheint, obgleich nur auf eine schwache Basis begründet, die einzige zu sein, von der Clegg Gebrauch gemacht macht. Bezeichnet P das Product der Ausflußmenge aus einer 6 zolligen Röhre in die Quadratwurzel aus 3,46 Ellen Röhrenlänge und ist L die Länge irgend einer anderen 6 zolligen Röhre, so wird der Ausfluß pro Stunde sein:

$$q = \frac{P}{\sqrt{L}}$$

und da in unserem Falle $P = 44280 \cdot \sqrt{3{,}46} = 82361$ ist

$$q = \frac{82361}{\sqrt{L}}$$

welche Formel sich natürlich nur auf Gas von 0,420 specifischer Schwere und einen Druck von $\frac{1}{2}$ Zoll Wasserhöhe anwenden läßt.

Repräsentirt D irgend einen anderen Durchmesser als 6 Zoll, so haben wir die Quantität, welche durch eine solche Röhre fließt:

$$Q = \frac{82361\, D^2}{36\sqrt{L}} = \frac{2288\, D^2}{\sqrt{L}}$$

Repräsentirt g das specifische Gewicht einer anderen Gasart, wobei das Gewicht der atmosphärischen Luft = 1 ist, so haben wir die Quantität, welche von diesem Gase ausströmt

$$Q = 2288\, D^2 \frac{\sqrt{0{,}420\, H}}{\sqrt{0{,}5\, L\, g}}$$

$$= 2288\, D^2 \sqrt{0{,}84} \sqrt{\frac{H}{Lg}} \text{ oder}$$

$$4)\ Q = 2096\, D^2 \sqrt{\frac{H}{Lg}} \text{ und}$$

$$5)\ D = \sqrt{\frac{Q}{2096 \sqrt{\frac{H}{Lg}}}}$$

Clegg hat nun eine lange Reihe von Tabellen geliefert, welche alle nach dieser Formel berechnet sind und die Quantitäten von Gas mit 0,42 specifischem Gewichte ergeben, welche pro Stunde durch eine bestimmte Oeffnung ausströmen. Die Ausdehnung dieser Tabellen erstreckt sich für Röhren von 100—10000 Ellen Länge, von einem Drucke von $\frac{1}{2}$ Zoll—3 Zoll Wasserhöhe und von 2 bis 18 Zoll Röhrendurchmesser. Es scheint indessen, als ob die in praxi erhaltenen Quantitäten größer wären, als diejenigen sind, die man aus diesen Tabellen entnimmt, oder was dasselbe ist, die man mittelst der Formel (4) findet. Zum Beispiel giebt der Ingenieur der Great Central Gas Consumer's Company Mr. Croll die Quantität Gas, welche man am Ende einer $2\frac{1}{4}$ Meilen langen Röhre von 26 Zoll Durchmesser pro Stunde erhält zu 173000 Kubikfuß an, während wir, wenn wir uns der Clegg'schen Formeln bedienen, weniger als die Hälfte Gas erhalten.

Drückt man die Gleichung (4) allgemein durch die Gleichung

$$Q = x\, A \text{ aus,}$$

so erhalten wir den Coefficienten x, da

$A = D^2 \sqrt{\frac{H}{Lg.}}$ ist

$x = D^2 \sqrt{\frac{H}{\frac{Q}{Lg}}} = \frac{Q \sqrt{Lg}}{D^2 \sqrt{H}}$ und es bleibt nur noch übrig, den Werth desselben aus verschiedenen anderen Experimenten zu bestimmen, welche man mit Steinkohlengas vorgenommen hat. —

Tabelle über die Quantitäten von Gas, welche eine Röhre von 0,62 Zoll Durchmesser lieferte. Die Versuche wurden von Girard im Hospital of St. Louis angestellt, die Dichtigkeit des Gases war 0,559 (g) und die Pressung oder der Werth von H war 1,34 Zoll:

Länge der Röhre in Ellen	Ausflußquantum pro Stunde	Werth von x berechnet aus der Gleichung: $x = \frac{Q}{D^2} \sqrt{\frac{Lg}{H}}$
41	99	1065
62	83	1096
93	74	1198
119	57	1045
138	53	1047
	Mittel:	1090

Es wäre sonach für diese Versuche der Coefficient $x = 1090$.

Man will beobachtet haben, daß der Werth von x, welcher aus diesen Experimenten berechnet worden ist, zwischen den Grenzen 1045 und 1198 schwankt, was eine Differenz in den äußersten Grenzen von 14 Procent giebt. Der beste Weg, diese Abweichung in den Experimenten zu bestimmen, ist daher, das Mittel zu nehmen und den von Girard auf 1090 festgesetzten Coefficienten anzunehmen.

Tabelle über die Quantitäten von Gas mit einem specifischem Gewichte von 0,420 welche, wie bei den Versuchen von Clegg, von einer 6zolligen Röhre mit einem Drucke von ½ Zoll Wasserhöhe erhalten wurden:

Länge der Röhren in Ellen.	Ausflußquantum pro Stunde in Kubikfußen	Werth von x berechnet aus der Gleichung $x = \frac{Q}{D^2} \sqrt{\frac{Lg}{H}}$
3,46	44280	2100
4,5	38838	2100
7,5	30000	2096
16,5	20270	2099
25,0	16460	2099
34,2	14080	2100
	Mittel:	2099

Es würde sonach der von Clegg's Experimenten abgeleitete Coefficient.

$x = 2099.$

Clegg giebt noch ein einzelnes Experiment mit einer 4zolligen Röhre, wodurch er findet, daß mit einer Pressung von 3 Zoll Wassersäule, 852 Kub.-Fuß Gas von einem specifischen Gewichte von 0,398 bei einer Röhrenlänge von 10560 Ellen erhalten werden. Der aus diesem Versuche abgeleitete Coefficient ist dann

$$x = \frac{852 \sqrt{10560 \cdot 0{,}398}}{16 \sqrt{3}} = 1993.$$

Die meisten folgenden Versuche sind aus einer Schrift von Pole entnommen. In der letzten Columne ist der Coefficient x enthalten, der auf die vorige Weise berechnet worden ist und einen klaren Blick auf die Art und Weise gewährt, wie derselbe mit dem Durchmesser der Röhren variirt. Die Resultate der vorhergehenden Experimente sind in der Tabelle wiederholt:

Nr.	Durchmesser der Röhre in Zollen	Länge der Röhre in Fußen	Druck in Zollen Wasserhöhe	Specifisches Gewicht des Gases wenn die Luft = 1 ist	Ausflußquantum pro Stunde in Kubikfußen	Werth von x berechnet aus der Gleichung $x = \frac{Q}{D^2} \sqrt{\frac{Lg}{H}}$
1.	0,5	10	1,25	0,4	120	860
2.	0,5	59	1,25	0,4	60	1043
3.	0,62	41	1,34	0,559	99	1065
4.	0,62	62	1,34	0,559	83	1096
5.	0,62	93	1,34	0,559	74	1198
6.	0,62	119	1,34	0,559	57	1045
7.	0,62	138	1,34	0,559	53	1047
8.	2,00	25	0,5	0,559	1630	2094
9.	4,00	10560	3,0	0,559	852	1993
10.	6,00	3,46	0,5	0,42	44280	2100
11.	6,00	4,5	0,5	0,42	38838	2100
12.	6,00	7,5	0,5	0,42	30000	2096
13.	6,00	16,5	0,5	0,42	20270	2099
14.	6,00	25,5	0,5	0,42	16460	2099
15.	6,00	34,2	0,5	0,42	14808	2100
16.	8,00	1842	0,7	0,4	6000	3042
17.	10,00	100	3,0	0,4	120000	4382
18.	10,00	1760	3,0	0,4	30000	4596
19.	18,00	1760	1,0	0,4	60000	5405
20.	26,00	3130	0,8	0,42	103000	6173
21.	26,00	4300	2,25	0,42	175000	6990
22.	26,00	4300	0,475	0,42	80000	7255

Kehren wir jetzt zur Formel (4) zurück, mittelst welcher auf die Voraussetzung hin, daß $x = 2099$ ist, Clegg seine Tafeln berechnet hat, so werden wir bei der Betrachtung der obigen Tabelle finden, daß dieser Coefficient mit keinem in der Tabelle enthaltenen übereinstimmt, obgleich die Versuche mit Röhren von weniger als 2 und mehr als 6 Zoll Weite angestellt wurden. Es würde sogar die von Clegg gebrauchte Formel mehr als das Doppelte des wahren Ausflußquantums bei einer ½ zolligen Röhre ergeben und weniger als ⅓ des wahren Ausflußquantums bei einer Röhrenweite von 26 Zollen. Um dies deutlicher

zu machen, wollen wir die Gasquantitäten in den obigen Experimenten berechnen. Für eine ½ Zoll weite Röhre haben wir 2 Versuche, wovon der eine den Coefficienten 860 und der andere den Coefficenten 1043 also im Mittel 952 ergiebt. Clegg's Coefficient war 2096. Die Coefficienten von den Versuchen mit der 26zolligen Röhre waren 6173, 6990 und 7255 also im Mittel 6806. Wollte man nun eine Regel für das Ausflußquantum aufstellen, so würde man den Versuchen mit der ½ Zoll weiten Röhre gemäß haben:

$$q = 952\ D^2 \sqrt{\frac{H}{Lg}}$$

den Experimenten von Clegg entsprechend würde sein

$$q = 2096\ D^2 \sqrt{\frac{H}{Lg}} \text{ und}$$

den Versuchen mit der 26 Zoll weiten Röhre gemäß würde man haben

$$q = 6806\ D^2 \sqrt{\frac{H}{Lg}}$$

Bei der Betrachtung dieser scheinbar unvereinbaren Resultate fällt uns sogleich auf, daß die Reibung, welche beim Durchgehen des Gases durch die Röhren erwächst, weder in der Formel repräsentirt, noch überhaupt in Rechnung gezogen ist. Vergleicht man nun die Coefficienten 952 und 6806 mit einander, so findet man, daß der Letztere nahe 7 Mal größer ist, und daß eine 26 Zoll starke Röhre 7 Mal mehr liefern wird als eine ½ Zoll starke, was sich sehr nahe mit den Verhältnissen ihrer Quadratwurzeln ausdrücken läßt:

$$952 : 6806 = \sqrt{0{,}5} : \sqrt{26}$$
$$952 : 6806 = 0{,}707 : 5{,}099$$
$$= 1 : 7{,}2,$$

was bei Berücksichtigung aller Umstände eine leidliche Uebereinstimmung gewährt.

Es würde ermüden, mit allen anderen Experimenten dasselbe Verfahren vorzunehmen, und es mag ausreichen, zu sagen, daß keine andere Formel besser mit den Versuchen übereinstimmt als die, in welcher das Wachsen der Ausflußmengen mit den Quadratwurzeln aus den Durchmessern in Verhältniß gesetzt ist. Es soll nun in dem Folgenden eine Formel mitgetheilt werden, in welcher die Quadratwurzel aus dem Durchmesser als Multiplicator eingeführt ist; hierauf folgt eine Tabelle, in welcher die auf diesem Wege berechneten und beobachteten obigen Resultate vergleichungsweise aufgeführt werden sollen.

Es dürfte rathsam sein, die an der 26 Zoll starken Röhre vorgenommenen Versuche als die zuverlässigsten zu betrachten. Wir müssen hier, wenn wir einen neuen Multiplicator = 5,099, das ist die Quadratwurzel aus dem Durchmesser von 26 einführen wollen, den Coefficienten 8006 durch 5,099 dividiren, wodurch wir den neuen Coefficienten = 1335 erhalten. Diejenige Formel nun, welche bei dem jetzigen Stande unserer Kenntniß in Beziehung auf diesen Punkt die mit den Versuchen am besten übereinstimmenden Resultate liefert, ist:

$$6)\ Q = 1335\ D^2 \sqrt{\frac{H\,D}{Lg}}$$

Tabelle über die durch Beobachtung und Berechnung gefundenen Ausflußmengen. Die Versuche sind dieselben wie in der vorhergehenden Tabelle und behalten auch dieselbe Reihenfolge.

Nr.	Durch den Versuch.	Durch die Berechnung.
1.	120	132
2.	60	54
3.	99	97
4.	83	80
5.	74	65
6.	57	57
7.	53	53
8	1630	1481
9.	852	1130
10.	44280	68726
11.	38838	60556
12.	30000	46862
13.	20270	31527
14.	16460	25424
15.	14080	22011
16.	6000	7433
17.	120000	115611
18.	30000	27554
19.	66000	69206
20.	103000	113710
21.	175000	162443
22.	80000	74453

Man ersieht aus dieser Tabelle, daß bedeutende Differenzen zwischen den berechneten und beobachteten Mengen existiren. Mit Ausnahme der Versuche von Nr. 9 bis Nr. 15 betragen diese Differenzen vielleicht nicht mehr als erwartet werden kann, wenn die vielen auf den Gang des Gases einwirkenden Ursachen in Rechnung gezogen werden; als da sein können 1) daß die Röhren nicht ganz horizontal gelegen haben mögen, wie dies die Autoren dieser Experimente voraussetzen, 2) daß Krümmungen und Winkel in der Röhrenleitung gewesen sein mögen, wie dies bei Nr. 9 der Fall gewesen ist, wo die ungefähr 6 Meilen lange Röhre in einem großen Kreise fast zu dem Punkte zurückgeführt war, wo das Gas zuerst eintrat; bei diesem Experimente war die berechnete Quantität um 30% größer als der beobachtete Ausfluß. Bei Weitem die größten Abweichungen werden bei den Versuchen von Clegg (Nr. 10 bis Nr. 15) an den 6zolligen Röhren gefunden, wo die berechnete Quantität gegen 50% mehr betrug als die gefundene. Man kann übrigens nicht für diese Abweichung garantiren, da sie

bei den übrigen Verſuchen nicht in ſo ausgedehnter Weiſe exiſtiren. Die außerordentliche Kürze der Röhren, welche Clegg angewendet hat, mag einigen Einfluß inſofern ausgeübt haben, als die zutretende Luft dem Ausfluſſe des Gaſes einigen Widerſtand entgegengeſetzt haben mag. Wie dem auch immer ſein mag, ſo ſind wir doch gern geneigt, Vertrauen in die Clegg'ſchen Verſuche zu ſetzen; nur wird es paſſend ſein, für dieſelben einen Coefficienten abzuleiten, dadurch, daß man die Zahlen in der letzten Spalte der Tafel 1 mit 2,449, das iſt die Quadratwurzel aus 6 dividirt, wodurch man den Coefficenten 857 erhält.

Der Schluß, der bei einem Rückblick auf alle dieſe Verſuche, über den Ausfluß durch horizontale Röhren, zu ziehen iſt, iſt der, daß, unter Berückſichtigung der Reibung und aller anderer Verhältniſſe, das Ausflußquantum gleich iſt

$$Q = x\,A \text{ wo}$$

$$A = D^2 \sqrt{\frac{H\,D}{Lg}} \text{ und}$$

wo x den durch Verſuche zu beſtimmenden Coefficienten repräſentirt. Iſt Q bekannt, ſo erhält man

$$x = \frac{Q}{D^2} \sqrt{\frac{Lg}{DH}}$$

Diejenigen, welche eine genauere Methode zur Beſtimmung der Quantitäten Gas, welche durch Röhren von verſchiedenen Durchmeſſern ſtrömen, haben wollen, müſſen ſich zufrieden geben, auf die Beſtimmung des x durch die Mittelwerthe aus ausgedehnten und genauen Beobachtungsreihen zu warten, bei welchen außer den beobachtenden Gasquanten die Dichtigkeiten der Gaſe, die Durchmeſſer und Längen der Röhren und der Druck genau bekannt ſind. —

Man glaubt noch mit Recht anführen zu können, daß Pole, aus deſſen preiswürdiger Schrift einige von vorſtehenden Experimenten entnommen worden ſind, durch eine gänzlich verſchiedene Methode auf eine mit der unſrigen ziemlich identiſche Formel gekommen iſt, die ſich von der unſrigen nur durch den Coefficienten unterſcheidet. Dieſelbe iſt nämlich:

$$Q = 1350\ D^2 \sqrt{\frac{HD}{Lg}}$$

Pole fügt jedoch noch eine Anmerkung hinzu, daß die bei neueren Ausflußverſuchen an einer 9zolligen Röhre und bei verſchiedenen Druckhöhen erlangten Reſultate ſo ausgefallen wären, daß ſie eine Reduction ſeines Coefficienten von 1350 auf 1150 erheiſchten; er bemerkt jedoch weiter, daß es unrecht wäre, ſo eine bedeutende Veränderung vorzunehmen, wenn nicht dieſelbe zuvor durch andere Verſuche an Röhren mit verſchiedenen Durchmeſſern conſtatirt wäre.

Das Journal of Gas-Leighting (Auguſt 1853) enthält eine ſehr ausgedehnte Reihe von Tabellen, welche das Ausflußquantum unter verſchiedenem Drucke von $^1/_{10}$ Zoll bis zu $2^1/_2$ Zoll Waſſerhöhe und bei verſchiedenen bis zu 30 Zoll gehenden Durchmeſſern ergeben. Dieſe Quantitäten ſtimmen mit den durch die Formel 6 berechneten Quanten merkwürdig überein.

Wir kommen nun zum dritten Theile unſeres Gegenſtandes, nämlich zu dem Falle, wo die Röhren mit einer gewiſſen Neigung gelegt ſind. Wir haben hier abermals die Unzulänglichkeit oder richtiger die gänzliche Abweſenheit von Reſultaten zu bedauern, welche auf dieſe Frage einiges Licht werfen könnten. Die Regel, welche für dieſen Fall allgemein angenommen worden zu ſein ſcheint, iſt die, daß jede Veränderung in der Neigung der Röhren eine correſpondirende Veränderung im Drucke hervorbringt, und zwar ſo, daß derſelbe für jeden Fuß Steigen oder Fallen zu $^1/_{100}$ Zoll Druckhöhe angenommen wird. Wenn alſo eine Röhre über eine gegebene Linie, bei der der Druck bekannt iſt, 10 Fuß hinaufſteigt, ſo erlangt man eine Vermehrung des Druckes um $^1/_{10}$ Zoll, während derſelbe, wenn die Röhre um 10 Fuß unter dieſe Linie fällt, um $^1/_{10}$ Zoll vermindert wird.

(Journal of Gas-Lighting. June 1852. Civil Engineer- and Arch. Journal. August 1853.)

Die Bogenbrücken.

Praktiſche Beiträge zur Conſtruction ſteinerner, eiſerner und Hänge-Brücken.

Von

Guſtav Werther,

Civil-Ingenieur.

(Hierzu Tafel 9 und 10.)

Der Zweck dieſer Beiträge iſt zunächſt eine ſehr einfache graphiſche Darſtellungsweiſe der Druck- und Stützungsverhältniſſe an Brückenbögen bekannt zu machen, deren man ſich in England ſehr gewöhnlich bedient, um die verſchiedenen Arten Bögen, die man zur Ueberſpannung von Brückenöffnungen wählen kann, vorzugsweiſe aber die gewölbten, zu beurtheilen. Gleichzeitig wünſchte ich auch noch einige recht überſichtliche graphiſche und tabellariſche Zuſammenſtellungen mehrerer bedeutender Bogenbrücken und der an ihnen ſtattfindenden näheren Umſtände, die ich während meines Aufenthalts in England geſammelt habe, einem größeren Kreiſe von Ingenieuren und Architekten mitzutheilen. Jene graphiſche Darſtellung der Druck- und Stützungsverhältniſſe an Bögen entſpricht den theoretiſchen Reſultaten, welche in dieſer Beziehung gegenwärtig als richtig anerkannt werden.

Wie der Titel „Bogenbrücken" andeuten ſoll, iſt von der Ueberbrückung mittelſt eiſerner, geradliniger Joche, oder ſogenannter Brückenträger und Röhren, ſo wie der durch Holzconſtructionen abgeſehen*). Auch iſt vorzugsweiſe nur von größeren Ueberbrückungen die Rede.

Weſentlich Neues über Brückenconſtruction enthalten dieſe Beiträge nicht. Es ſind meiſt nur vorhandene Thatſachen und Erfahrungen wahrheitsgetreu darin zuſammengeſtellt.

Zwei Balken oder Stäbe AB und AC, Fig. 1 Taf. 9, lehnen ſich mit zwei Enden gegen einander, und mit den beiden andern wider zwei Mauern. Von dem Zuſammenſtoße der beiden Stäbe oder aus der Ecke A hänge ein Gewicht herab, welches von beiden Stäben gemeinſchaftlich getragen wird. Es handelt ſich um die Darſtellung der Drücke, welche dieſes Gewicht ſowohl an den gegen einander gelehnten, als auch an den beiden, die Mauer berührenden Enden verurſacht. Zu dieſem Zwecke ſei das aus A herabhängende Gewicht durch die Länge AD vorgeſtellt, ferner ſeien zu AC die Parallele DE, zu AB die Parallele DF gezogen und von den Punkten E und F Rechtwinklige auf die Linie AD gefällt. Nach den Grundſätzen des Parallelogrammes der Drücke wird der in die Richtung AB fallende Druck durch die Länge AE und der auf den andern Stab AC ſich übertragende, durch die Länge AF vorgeſtellt. Jeder dieſer Drücke zerlegt ſich an dem auf der Mauer ruhenden Ende des betreffenden Stabes in zwei andere, von welchen der eine vertikal, oder in Richtung der Schwere auf die Mauer drückt, der andere aber horizontal wirkt und die Mauer auswärts zu verſchieben ſtrebt. Es würde ſich alſo der in der Richtung AB fortlaufende Druck AE in den vertikal gerichteten Druck AG und in den horizontalen Schub GE; ebenſo der jenſeitige Druck AF in den Vertikaldruck AH und den Schub HF theilen. Nun ſind nicht allein die Dreiecke DAF und ADE einander congruent, weil ihnen zwei Seiten und der eingeſchloſſene Winkel, oder dieſelben Seiten und die zwei anliegenden Winkel gemeinſchaftlich ſind, ſondern auch die Dreiecke HDF und GAE, da ſie eine Seite AE oder DF, den einen anliegenden Winkel als Wechſelwinkel, und den der Seite gegenüberliegenden Winkel als Rechten, gemein haben. Die Congruenz der beiden übrigen Dreiecke AHF und DGE verſteht ſich hiernach von ſelbſt, ebenſo, daß die Summe der Seiten AG und AH, oder der Vertikaldrücke auf die Mauern gleich iſt der Länge AD, welche das aus A herabhängende Gewicht repräſentirt. Obgleich alſo die Vertikalbelaſtungen der beiden Widerlagsmauern zuſammengenommen ſo groß als das in A aufgehangene Gewicht ſind, ſo iſt doch die Größe des von jedem Widerlager getragenen Antheiles von der gegenſeitigen Neigung der beiden Stäbe abhängig.

Wie bemerkt ſtellen die Linien GE und HF die Größe der ſich entgegengerichteten Horizontaldrücke vor und ſind als correſpondirende Seiten zweier congruenter Dreiecke gleich groß. Welches daher die gegenſeitige Neigung der beiden Stäbe auch ſein mag, der Horizontalſchub, den letztere in Folge des in A hängenden Gewichts auf die Widerlager äußern, iſt doch an beiden gleich groß und hat genau denſelben Werth, wie derjenige Horizontaldruck, mit welchem ſich die Stäbe bei A gegen einander lehnen.

Figur 2 ſtellt eine polygonale Vereinigung mehrerer Stäbe vor, welche in den Ecken C, D, E, F, G in der Art charnirartig mit einander verbunden ſind, daß ſie ſich in der

*) Wegen der Ueberbrückung durch eiſerne Träger und Röhren kann auf das bei Rudolf Kunze in Dresden erſchienene „praktiſche Handbuch für den Bau eiſerner Träger- oder Jochbrücken u. ſ. w. von Guſtav Werther", verwieſen werden.

Ebene des Polygones gegenseitig verschieben lassen und in Folge der äußeren Einwirkung irgend einer Kraft statt der vorgestellten Lage leicht eine andere Figur bilden können. In den Ecken D, E und F seien Gewichte W_1 W_2 und W_3 aufgehangen, welche gegenseitig so abgewogen sind, daß das Polygon unter dem Einflusse der Drücke, die jene erzeugen, im Gleichgewicht verbleibt, d. h. kein Bestreben zeigt, seine Gestalt zu verändern. Wenn nun die Größen der aus den Ecken D, E und F herabhängenden Gewichte bezüglich durch die Linien Dd, Ee und Ff repräsentirt werden und man die Parallelogramme DHdJ, EKeL und FMfN construirt, um den linearen Werth der von jedem Gewichte in Richtung zweier angrenzender Polygonseiten erzeugten Drücke vorzustellen, so fallen, wie die Figur veranschaulicht, auf die Polygonseite DE die beiden sich entgegengerichteten Drücke DJ und EK, in gleicher Weise auf die Seite EF die Drücke EL und FM. Da aber das ganze System von Stäben Gleichgewicht halten soll und sich alle seine Theile frei bewegen können, so folgt, daß an jedem einzelnen Theile selbst, also an den Stäben DE und EF Gleichgewicht stattfinden müsse. Dies wird jedoch nur dann der Fall sein, wenn die Drücke DJ und EK, ebenso EL und FM gleich groß sind und daher einander annulliren. Im entgegengesetzten Falle würde sich sowohl die Seite DE als auch EF nach der Richtung des größeren Druckes bewegen.

Zerlegt man nun jeden dieser Seitendrücke in zwei andere, einen vertikalen und einen horizontalen, dann wird letzterer in den verschiedenen Fällen durch die Linien OJ, PK, QL, RM und SN vorgestellt. Weil nun DJ = EK = eL und die Dreiecke DJO, EKP und eLQ auch im Uebrigen congruent sind, so sind die Dreiecksseiten OJ, PK und QL und mit ihnen die Dreiecke, welche sie vertreten, einander gleich. Weil ferner EL = FM = fN und die Dreiecke ELQ, FMR und fNS ebenfalls congruent sind, so sind die durch die Seiten QL, RM und SN repräsentirten Horizontaldrücke auch alle gleich. Hiernach läßt sich der Satz feststellen: „In einer polygonalen Zusammenstellung von Stäben, oder in einem Polygone, welches die in seinen Ecken hängenden Gewichte in Richtung seiner Seiten stützt, hat der Horizontaldruck an allen Ecken, die oberste oder den Scheitel inbegriffen, eine und dieselbe Größe.

Zieht man durch den Punkt J zu der Seite EF und ebenso zu der Seite FG eine Parallele, bis beide die durch O gehende Vertikale schneiden, so folgt aus der Congruenz der Dreiecke ELQ und TJO, UOJ und FNS, daß sowohl die Linien TJ und EL, als auch UJ und FN gleich groß sind. Die Längen EL und FN stellen aber die in die Richtung der beiden Polygonseiten EF und FG fallenden Drücke vor, daher ist dasselbe mit den Linien TJ und UJ der Fall. Berücksichtigt man hierbei noch die Gleichheit der Dreiecke DOJ und eQL, so wie der TOJ und fSN, so erhellt, daß die Stücke UT und TD, welche auf der Vertikalen Ud durch die Parallelen zu den Polygonseiten abgeschnitten werden, den Linien Ee und Ff gleich sind, welche der Voraussetzung zu Folge den in den Ecken E und F hängenden Gewichten entsprechen.

Aus diesen Betrachtungen läßt sich ein sehr bequemes Verfahren ableiten, die verschiedenen Drücke in irgend einem Polygone, dessen Seiten im Gleichgewicht sind, einzeln zu bestimmen. Es stelle z. B. Fig. 3 ein Polygon vor, welches durch die in seinen Ecken aufgehangenen Gewichte W_1 W_2 u. s. w. im Gleichgewichte gehalten wird, dann ziehe man eine Vertikale LS, trage auf diese hintereinander die den Gewichten W_1 W_2 W_3 u. s. w. proportionalen Längen LM, MN u. s. w. an, und ziehe durch die Theilpunkte L, M, N u. s. w. zu den einzelnen Polygonseiten AB, BC, CD u. s. w. Parallelen; findet an den Polygon wirklich Gleichgewicht statt, so gehen diese Parallelen alle durch einen gemeinsamen Punkt K. Die von ihm aus auf LS gefällte Winkelrechte KP stellt die Größe des Horizontalschubes in jeder der Ecken B, C, D u. s. w. vor, und die Linien LK, MK, NK u. s. w. vertreten die Stärke der Drücke in Richtung der Polygonseiten, mit denen jene einzeln parallel laufen. Da die Theile LM, MN u. s. w. nach einander die in den Ecken des Polygons befindlichen Gewichte veranschaulichen, so repräsentirt zu Folge der Construction die ganze Linie LS die Summe aller über das Polygon vertheilten Gewichte. Wenn die Linie KP (Fig. 3) als Radius betrachtet wird, dann sind die Linien LK, MK u. s. w. Secanten und LP, MP u. s. w. Tangenten der Winkel LKP, MKP u. s. w. Nimmt man daher den numerischen Werth des Horizontaldruckes in irgend einem Polygone, welches sich im Gleichgewicht befindet, als Länge des Radius an, dann ist der Druck in Richtung einer einzelnen Polygonseite gleich der Secante ihres Neigungswinkels zur Horizontalen, und das in einer beliebigen Ecke hängende Gewicht ist gleich der Differenz der Tangenten der Winkel, welche die beiden in betreffender Ecke zusammenstoßenden Polygonseiten mit einer Horizontalen einschließen.

Steinerne oder gewölbte Brückenbögen.

Man kann ein Gewölbe als eine Aneinanderfügung konisch gestalteter Körper (Prismen) erklären, von denen der erste und letzte, jeder auf einem Widerlager ruht, während die zwischen inneliegenden sowohl durch das gegenseitige Aneinanderlehnen, als auch durch die Adhäsion des zwischen ihre Berührungsflächen ausgebreiteten Mörtels in ihrer Lage erhalten werden. Die so gestützten konisch geformten Körper A, B, C u. s. w. (Fig. 4) nennt man Wölbsteine. Der mittelste, oder der an der höchsten Stelle, dem Scheitel des

Wölbbogens, heißt Schlußstein. Die untere Fläche EFG eines Gewölbes wird Intrados, manchmal Soffita, deutsch aber innere Wölbfläche genannt, während man unter Extrados die äußere Wölbfläche HJK eines gewölbten Bogens versteht. Die Punkte E und G, in denen die innere Wölblinie sich den Widerlagern anschließt, oder ihnen entspringt, heißen die Anfänge eines Gewölbes, ihre horizontale Entfernung, dessen Spannung und der Abstand FL (Fig. 4), der Stich oder die Stichhöhe desselben.

Es seien die aufeinander gewölbten Steine eines im Gleichgewicht befindlichen Bogens (Fig. 5) einzeln mit A, B, C u. s. w. bezeichnet. Jeder dieser Steine ist der Wirkung dreier Drücke ausgesetzt, nämlich 1) dem von seiner eigenen Schwere herrührenden, 2) dem einer auf ihm ruhenden Belastung und 3) der Wirkung des von den beiden Nachbarsteinen herkommenden Druckes, welcher normal gegen die Lagerflächen des Steines wirkt. Da diese Drücke einander Gleichgewicht halten sollen, so müssen ihre Richtungen sämmtlich durch einen innerhalb des Steines gelegenen Punkt hindurch gehen. Wenn nun A, B, C u. s. w. diese Punkte in den einzelnen Steinen, die den Bogen (Fig. 5) bilden, bezeichnen, dann veranschaulichen die selbige verbindenden Linien AB, BC, CD u. s. w. die Richtungen, in denen die Steine einander drücken. Man nennt deshalb auch die Linie ABCD u. s. w. Druck- oder Stützlinie. Obschon der Druck eines Steines auf seinen Nachbar, wie z. B. F auf E, sich in Wirklichkeit über die ganze Fugenfläche HJ verbreitet, so kann man doch, ohne die Richtigkeit gegenwärtiger Betrachtung im Geringsten zu beeinträchtigen, sich den Gesammtdruck auf einen Punkt vereinigt denken, in welchem die Drucklinie die Fugenfläche durchschneidet. Der Gleichgewichtszustand des Gewölbes wird nicht gestört, wenn man ferner sich das Gewicht jedes Wölbsteins so wie das seiner Extrabelastung als in die Punkte A, B, C u. s. w. vereinigt wirksam denkt und selbige durch steife aber gewichtslose Stäbe AB, BC u. s. w. untereinander verbindet. Ein Gewölbe unter diesen Voraussetzungen betrachtet, gleicht völlig einem Polygone A, B, C u. s. w., in dessen Ecken Gewichte aufgehangen sind. Es finden daher die Grundsätze, welche sich aus den Betrachtungen jenes ergeben, auch für gewölbte Bogen Geltung. In Figur 6 sei A, B, C, D, E ein Theil der Druck- oder Stützlinie eines so als Polygon betrachteten Gewölbes. Wenn nun, wie schon erörtert worden, bei einem solchen Polygon das in irgend einer Ecke C hängende Gewicht durch die Vertikale JH dargestellt wird, dann veranschaulichen die Linien JF und FH, welche mit den in jener Ecke zusammentreffenden Polygonseiten parallel gezogen sind, die Größe der Drücke in Richtung der letzteren. Die Seiten eines Dreiecks verhalten sich gegenseitig wie die Sinus der ihnen gegenüber liegenden Winkel; es findet daher mit Beziehung auf vorliegende Figur statt:

$$JH : JF = \sin JFH : \sin FHJ.$$

Da jedoch $\sin FHJ = \sin FHG = \cos HFG$ ist und außerdem JF die Sekante des Winkels JFG ist, so entsteht aus obiger Proportion:

$$JH : \sec JFG = \sin JFH : \cos HFG \quad \text{oder}$$

$$JH = \sin JFH \cdot \sec JFG \cdot \frac{1}{\cos HFG}$$

Der Faktor $\frac{1}{\cos HFG}$ ist aber so viel als $\sec HFG$, mithin wird

$$1)\ JH = \sin JFH \cdot \sec JFG \cdot \sec HFG.$$

In Wirklichkeit tritt jedoch an die Stelle der Drucklinie ABCDE eine Curve. Man muß daher die Seiten des Polygons außerordentlich klein annehmen, damit sich dasselbe der Curve möglichst anschließe. In diesem Falle geht der Winkel KCD = JFH (Fig. 6) in jenen über, welchen die Tangente an den Punkt C mit der Curve selbst einschließt. Da dieser aber sehr klein ist, so kann seine Tangente dem Sinus proportional und dem Krümmungshalbmesser bei C umgekehrt proportional angesehen werden, also

$$2)\ \sin JFH = \frac{1}{R},$$

wenn R den Krümmungshalbmesser bei C bedeutet. Außerdem stellt der Winkel JFH die Differenz der beiden Winkel JFG und HFG vor, die selbst schon sehr klein sind; deshalb kann man den einen für den andern setzen, und erhält so

$$I)\ JH = \frac{\sec^2 JFG}{R}$$

In Worten ausgedrückt, heißt diese Formel: Die Vertikalbelastung an irgend einer Stelle C eines sich in seiner Richtung stützenden oder eines Gleichgewicht haltenden Gewölbes ist dem Krümmungshalbmesser an dieser Stelle umgekehrt, und dem Quadrate der Secante des Richtungswinkels des Bogens zur Horizontalen, direct proportional.

Betrachtet man das Gewicht der Wölbmasse, welche von zwei vertikalen, um CA (Fig. 7.) von einander entfernten, parallelen Ebenen begrenzt wird, an verschiedenen Stellen eines Gewölbes, so ist leicht einzusehen, daß, wenn AC immer gleich bleibt, das jedesmalige Gewicht nur von der Höhe des Wölbbogens abhängt; also auch umgekehrt, die vertikale Bogenhöhe von dem Gewichte an der bezüglichen Stelle. Die Formel für JH unter I) drückt aber dieses Gewicht aus, mithin muß die vertikale Stärke oder Höhe eines Gewölbes an irgend einem Punkte umgekehrt dem Radius, und direct dem Quadrate der Secante des Winkels proportional sein, welchen der Bogen an eben diesem Punkte mit einer Horizontalen einschließt. Soll also der in Fig. 5 angenommene Bogen Gleichgewicht halten, so muß sich dessen Scheitelstärke RM zu der vertikalen Stärke KL bei L, verhalten, wie das Quadrat der Linie PS, dividirt durch R, zu dem Quadrat der Linie PQ dividirt durch R für den Punkt L.

Bei einem Kreisbogen (Fig. 8) wird diesen Bedingungen Genüge geleistet, indem man dessen vertikale Höhe CD, an dem Punkt C, dem Quotienten gleichmacht, der sich ergiebt, wenn man die Scheitelstärke s des Bogens mit dem Quadrate des Radius AE multiplicirt und durch das Quadrat des Abstandes CH des Punktes C vom Durchmesser des Bogens dividirt.

$$CD = \frac{s.\ AE^2}{CH^2}$$

Bei einem elliptischen Wölbbogen wird den Gleichgewichtsbedingungen hinreichend entsprochen, wenn die vertikale Höhe des Bogens an einer beliebigen Stelle C (Fig. 8) gleich dem Quotienten ist aus seiner Scheitelstärke multiplicirt mit dem Quadrate der halben kleinen Are AE, und dividirt durch das Quadrat des senkrechten Abstandes CH des betreffenden Punktes von der großen Are des Bogens.

Die Form der äußern Wölblinie eines kreisförmigen Gewölbes, an dem Gleichgewicht stattfindet, kann durch Construction noch auf folgende Weise graphisch bestimmt werden. Wenn B, C, D (Fig. 9) einen Vertikalkreis, dessen Mittelpunkt in A liegt, vorstellt und BE die Höhe des Schlußsteines bedeutet, so fasse man die Länge AE (= r + h) in den Zirkel, durchschneide damit von D aus die Vertikale AE und ziehe durch den so bestimmten Punkt F eine Horizontale FG. Durch einen beliebigen Punkt, z. B. C der inneren Wölblinie, bei dem man die Lage der äußeren Wölblinie finden will, ziehe man einen Radius CA, fälle vom Durchschnittspunkte J desselben mit der Horizontalen FG einen Perpendikel nach dem Kreisdurchmesser und verbinde den Fußpunkt K mit dem Scheitel E der äußeren Wölblinie. Die Länge dieser Verbindungslinie auf den erwähnten Radius für den Punkt C, von A aus angetragen, ergiebt den gesuchten Punkt L der äußern Wölblinie des angenommenen Kreisbogens.

Wenn in einem Gewölbe, daß sich in einem vollkommenen Gleichgewichtszustande befindet, oder bei dem jeder Theil gleich stark gespannt ist und keiner das Bestreben hat, dem andern zu weichen, alle Wölbfugen normal zur innern Wölbfläche gerichtet wären; so würde die Druck- oder Stützlinie durch die Mitte jeder Fuge gehen und dieselben alle in winkelrechter Richtung durchschneiden. In der Praxis tritt jedoch dieser Zustand selten, wenn überhaupt je, ein. Die Drucklinie geht weder durch die Mitte der Wölbfugen, noch wird selbige je zu diesen genau winkelrecht gerichtet sein. Es ist daher wünschenswerth zu untersuchen, bis zu welchen Grenzen eine Abweichung von der vorerwähnten mittlern und normalen Richtung noch stattfinden darf, ohne die Dauer eines Wölbbogens zu gefährden oder seinen Einsturz herbeizuführen.

Wenn ein Bogen allen Anforderungen bezüglich seines Gleichgewichts vollkommen entspräche und dessen Widerlager durchaus unverschiebbar wären, so kann jener nur in Folge der Zerdrückung des Wölbmaterials einfallen. Die Größe der Cohäsion des letzteren bildet also für diesen Fall die Festigkeitsgrenze eines Gewölbes.

Wenn hingegen an einem Bogen nicht vollkommenes Gleichgewicht besteht, so kann ein solcher auf zwei verschiedene Arten einstürzen; erstens, indem die Wölbsteine an den Lagerflächen über einander hingleiten; zweitens, indem sich die Wölbfugen entweder an der äußeren oder inneren Wölbfläche öffnen und demzufolge der ganze Bogen in drei oder vier große Theile zusammenbricht, wie es Fig. 10 und 11 veranschaulicht.

Die Wölbsteine eines Gewölbes werden indeß nur dann an den Lagerflächen auf einander hingleiten, wenn der Winkel, welchen die Richtung der Druck- oder Stützlinie mit einer auf die betreffende Lagerfläche errichteten Normalen bildet, größer ist als der Reibungswinkel des Wölbmaterials, der bei Steinen selten 30 Grad überschreitet. Da dies bei Weitem mehr ist, als der Winkel, den die Stützlinie je mit der Normalen zu einer Lagerfuge einschließt, so kann man einen Wölbbogen außer Gefahr betrachten, durch das Gleiten der Wölbsteine über einander einzustürzen; zumal da die Cohäsion und Adhäsion des zwischen die Steine gebrachten Mörtels, sowie die häufig verwendeten Klammern, die Reibung zwischen den auf einander gewölbten Steinen sehr bedeutend steigern.

Die zweite Art des Einstürzens, welche gleichzeitig die gewöhnlichste ist, ereignet sich, wenn die Stützlinie soweit von der mittlern Lage abweicht, daß sie nicht mehr vollständig von dem eigentlichen Wölbbogenkörper eingeschlossen wird und daher die Wölbfugen nicht mehr alle durchschneidet. Je weiter die Stützcurve von der Mitte zwischen der inneren und äußeren Wölblinie abweicht, desto geringer ist die Standhaftigkeit des Gewölbes. So lange jene aber die Wölbfugen noch alle durchschneidet, tritt keine Bewegung ein. Jedoch von dem Augenblicke an, wo die Druckcurve aus dem Bogenkörper heraustritt, beginnt eine Bewegung, die Wölbsteine drehen sich um die der Stützlinie zunächst liegenden Kanten und der Bogen fällt ein. Fig. 10 erläutert den Einsturz eines Wölbbogens auf diese Weise, wenn der Scheitel desselben zu stark belastet worden ist. Die Form der Stützlinie verändert sich dadurch so weit, daß sie im Scheitel sich bis über die äußere Wölblinie bei B hinaus erhebt und bei A und C mit der inneren Wölblinie zusammenfällt. Die Folge davon ist, daß sich der Bogen in den diesen drei Punkten zunächst liegenden Fugen trennt, wodurch vier Stücke entstehen, die sich bei A und C um die inneren Kanten, und bei B um die äußeren Kanten drehen. Der Bogen sinkt dabei im Scheitel ein und hebt sich in den Schenkeln. Dieser Fall kann in der Praxis eintreten, wenn über einen Wölbbogen, der im Scheitel schwach und

dabei wenig oder gar nicht übermauert ist, schwere Lasten gehen.

Wenn hingegen ein Wölbbogen im Scheitel im Vergleich zur Belastung seiner Schenkel zu wenig belastet ist, dann plattet sich die Stützlinie im Scheitel ab, fällt daselbst mit der inneren Wölblinie bei B (Fig. 11) zusammen, und mit der äußeren bei A und C. Wie vorhin theilt sich der Bogen ebenfalls wieder in einzelne Stücke, die sich aber bei A und C um die äußeren, und bei B um die inneren Kanten drehen. Der Bogen steigt dabei im Scheitel auf, während er in den Schenkeln bei A und C einfällt. Dieser Fall ist mit dem Auffteigen der Lehrgerüste im Scheitel zu vergleichen, während ein Bogen gewölbt wird.

Die Dauer oder Sicherheit eines Wölbbogens ist hiernach umsomehr gefährdet, jemehr sich dessen Stützlinie entweder der inneren oder der äußeren Wölblinie nähert. Wirkliche Berührung der einen oder anderen ist die äußerste Grenze des Bestehens eines Gewölbes. Die Sicherheit und Dauer eines Bogens vergrößert sich in demselben Maße, als dessen Stützlinie sich seiner mittleren Wölblinie nähert.

Wenn ein Bogen sich in seiner Richtung stützt, so hat, wie schon dargethan, der Horizontaldruck an jeder Fuge einen und denselben Werth; mithin ist der Horizontaldruck, dem der Schlußstein eines Gewölbes ausgesetzt ist, von derselben Stärke, wie der auf jedes der Widerlager ausgeübte.

Um die Größe dieses Horizontaldruckes zu bestimmen, möge in Figur 12 FGHJ den Schlußstein eines Bogens vorstellen, dessen Mittelpunkt in A ist. Ferner sei BC die Richtung der Drucklinie zwischen dem Schlußsteine und dem nächsten Wölbsteine und zwar normal zur Fuge FH. Die Hälfte des Gewichts des Schlußsteins und der vertikal über ihm gelegenen Masse sei durch die Länge BD repräsentirt. Dem Horizontaldrucke im Scheitel, gegen die Fuge FH, entspricht dann die Linie CD. Da nun das Dreieck AHE dem Dreiecke CBD ähnlich ist, so findet die Proportion statt:

$$HE : BD = AE : CD$$

Das Gewicht BD über der halben Breite des Schlußsteines ist aber gleichzusetzen dem Producte aus der halben Breite HE, der Totalhöhe des Bogens im Scheitel, und dem Gewichte w einer Cubik-Einheit des Materials; also:

$$P = BD = HE \,.\, FH \,.\, w;$$

außerdem bedeutet AE den Krümmungshalbmesser des Bogens im Scheitel, daher gestaltet sich obige Proportion so:

$$HE : HE \,.\, FH \,.\, w = R : CD,$$

woraus der Horizontaldruck $CD = C$ sich ableitet zu

$$C = R \,.\, FH \,.\, w.$$

Da unter FH die ganze Höhe des Bogens im Scheitel zu verstehen ist, so kann man dafür auch h setzen; dann heißt der Werth des Horizontaldruckes

$$C = R \,.\, h \,.\, w; \text{ d. h.}$$

der Horizontaldruck eines sich in seiner Richtung stützenden Gewölbes ist für die Tiefe = 1 des Gewölbes, gleich dem Gewichte eines Prisma des Wölbmateriales, welches das Product aus der Tiefe = 1 und der Höhe des Gewölbes im Scheitel zur Grundfläche sowie den Krümmungshalbmesser zur Höhe hat.

Die Festigkeit, mit welcher ein Wölbbogen im Scheitel diesem Horizontaldrucke Widerstand leistet, ist der Höhe des Schlußsteins und der Cohäsion des Wölbmaterials direct, der Länge des Krümmungshalbmessers im Scheitel aber, umgekehrt proportional. Wenn letztere mit R bezeichnet wird, und d die Höhe von der inneren Wölbfläche bis zur Brückenbahn, b die Tiefe des Gewölbes, alles in Fußen verstanden, bedeutet; wenn ferner w das Gewicht eines Cubikfußes des Materials und c dasjenige in Pfunden bezeichnet, welches auf einen Quadratfuß Querschnitt des Gewölbes erforderlich ist, um das Material zu zerdrücken, dann ist der Horizontaldruck

$$C = R \,.\, b \,.\, d \,.\, w$$

und die Festigkeit des Bogens ist dem Quotienten

$$\frac{d_{,} \,.\, c}{R \,.\, w}$$

proportional, wobei d, die Gewölbstärke im Scheitel vorstellt.

Bezeichnet m den Faktor, um welchen der Horizontaldruck eines Wölbbogens vervielfältigt werden müßte, um die Festigkeit des Wölbmaterials aufzuwiegen, so bestimmt sich dessen Werth nach:

$$m \,.\, C = d_{,} \,.\, b \,.\, c \text{ oder}$$

$$m \,.\, R \,.\, b \,.\, d \,.\, w = d_{,} \,.\, b \,.\, c \text{ zu}$$

$$m = \frac{d_{,} \,.\, c}{R \,.\, d \,.\, w}$$

In nachstehender Tabelle sind die Werthe dieses m für einige der bedeutendsten Brücken enthalten.

Tabelle I.

Name und Ort der Brücke	Krümmungshalbmesser des Bogens im Scheitel in Fußen	Werth des Faktors m
Brücke der Great-Western Eisenbahn über die Themse bei Maidenhead	169	3
Neuillybrücke über die Seine bei Paris	260	5
Dreieinigkeitsbrücke über den Arno in Florenz	172,63	21
Brücke über den Dee bei Chester	140	22
Londonbrücke über die Themse	162	40
Brücke über die Dora Riparia bei Turin	160	44
Brücke St.-Marence über die Oise	121	53
Waterloobrücke über die Themse in London	112,5	68

Man ersieht hieraus, wie abweichend von einander die Ansichten der Ingenieure rücksichtlich der Belastung sind, welche sie dem Wölbmateriale eines Gewölbes zumuthen.

Bedenkt man das Material, aus dem die Maidenheadbrücke, welche die Great-Western-Eisenbahn bei Maidenhead über die Themse führt, gebaut ist, so ist sie jedenfalls die kühnste, welche je gebaut worden, denn der im Bogenscheitel wirklich stattfindende Horizontaldruck macht nahezu $^1/_3$ des Druckes aus, welcher die rückwirkende Festigkeit des Wölbmaterials erschöpfen würde. Obgleich das bereits Jahre lange Bestehen dieser Brücke dargethan hat, daß es zulässig ist der Belastung, welche Zerdrückung des Wölbmaterials verursacht, weit näher zu gehen, als man in anderen Fällen bisher für sicher erachtete, so fragt es sich doch, in wie weit die Vorsicht für gewöhnlich eine solche Annäherung rechtfertigen würde, vorzüglich wenn man berücksichtigt, wie viele zufällige Umstände die Dauer eines Gewölbes beeinträchtigen können. Um gegen solche gesichert zu sein, erscheint es wünschenswerth, für die Belastung des Wölbmaterials einen weit größeren Spielraum, als bei der genannten Brücke gegeben ist, zu gestatten. Daher nimmt man bei Brücken für den gewöhnlichen Verkehr, als größte Belastung des Schlußsteins $^1/_{20}$ des Druckes an, unter dem das Wölbmaterial zerdrückt werden würde und bei Brücken, welche fortwährend den Erschütterungen eines lebhaften und schweren Verkehrs ausgesetzt werden, nicht mehr als $^1/_{30}$.

Die nachstehende Tabelle zeigt die Verhältnisse und Dimensionen einiger der bedeutendsten Brücken Europas. Sie enthält die Krümmungshalbmesser für die Bogenscheitel der Hauptbögen, ebenso die Höhe der Schlußsteine und die Art des Wölbmaterials.

Tabelle II.

Nummer, die auf Fig. 13 Bezug hat	Name und Ort der Brücke	Anzahl der Bogen	Lichte Weite der Oeffnungen in Summa	Gesammtlänge incl. Pfeiler.	Breite der Brückenbahn zwischen den Brüstungen	Form des Mittel- oder Hauptbogens	Dimensionen des Hauptbogens: Spannweite	Stichhöhe	Krümmungshalbmesser im Scheitel	Höhe des Schlußsteins	Pfeilerstärke	Wölbmaterial	Jahr der Vollendung	Name des Architekts oder Ingenieurs
			Fuß engl.	Fuß. engl.	Fuß Zoll		Fuß	Fuß	Fuß	Fuß	Fuß			
1	Vieille Brionde über die Allier	1	183 1/4	"	16. 0	Kreisbog.	183,25	70,25	94,87	5,25	"	Tuffstein	1454	Grenier & Estone
2	Dreieinigkeitsbrücke über den Arno in Florenz . . .	3	270 1/2	322 1/2	33. 9	—	95,25	14,83	172,63	2,75	26	w. Marmor	1569	Ammannati
3	Pont-y-Prydd über den Taaf	1	140	"	"	Kreisbog.	140	35	87,5	2,5	"	Sandstein	1755	Edwards
4	Brücke zu Montes üb. d. Seine	3	358	409	35. 5	Korbbog.	127,83	38,25	134,6	6,25	25,58	"	1765	Perronet & Kupeau
5	Blackfriarsbrücke über die Themse	9	780	926	42. 0	"	100	41,5	56	6,58	20	Portlandst.	1771	Mylne
"	Neuillybrücke über d. Seine	5	639	766	48. 0	"	127,83	31,83	260	5,25	13,83	"	1774	Perronet
6	Brücke zu St. Marence über die Oise	3	230	249	41. 6	Kreisbog.	76,67	6,25	121	4,67	9,5	"	1784	"
7	Waterloobrücke üb. d. Themse	9	1080	1240	41. 6	Ellipse	120	32	112,5	5	20	Granit	1816	Rennie
8	Glocesterbrücke üb. d. Severn	1	150	"	35. 0	"	150	35	160	4,5	"	Sandstein	1827	Telford
9	Londonbrücke über die Themse	5	692	784	53. 6	"	152	29,5	162	4,75	24	Granit	1831	Rennie
10	Brücke üb. den Dee bei Chester	1	200	"	33. 0	Kreisbog.	200	42	140	4	"	Sandstein	1833	Hartley
11	Maidenheadbrücke über die Themse	2	256	284	28. 0	Ellipse	128	24,25	169	5,25	28	Ziegel in Cem. gelegt	1835	Brunel

In der Figur 13 sind die inneren Wölblinien der Hauptbögen der in dieser Tabelle erwähnten Brücken nach einem und demselben Maßstabe verzeichnet, um einen übersichtlicheren Vergleich ihrer relativen Größe und Form zu gewinnen.

Eiserne Brückenbögen.

Gußeiserne Bogenbrücken und auch solche aus Holz tragen die Brückenbahn mittelst einzelner Rippen, von denen jede die Eigenschaft eines Wölbogens mehr oder weniger theilt, daß sie in ihren Theilen einer Zusammendrückung ausgesetzt wird. Es handelt sich bei diesen bogenförmigen gußeisernen Rippen darum, die größte mögliche Steifheit, Festigkeit und Leichtigkeit zu gewinnen, daher ist die Construction dieser Bögen gewöhnlich von der Art, daß sie ihre Form nicht wesentlich verändern können. Ob die Linie des Widerstandes oder die Druckcurve gerade in der Mitte der Rippen liegt, ist dabei von geringer Wichtigkeit. Jede dieser Rippen betrachtet man als aus zwei Wölbsteinen gebildet, von denen jeder mit der einen seiner Wölbflächen (Lagerflächen) auf dem Widerlager oder einem Pfeiler aufliegt, und sich mit der andern im Bogenscheitel gegen die zweite Bogenhälfte lehnt. Um die Stabilität eines solchen gußeisernen Brückenbogens zu bestimmen, ist daher nur nöthig,

Hängebrücken hingegen verhalten sich sehr verschieden; sie haben von jenen äußeren Einflüssen ganz wesentlich zu leiden, ja sind durch sie in vielen Fällen schon bedeutend beschädigt worden.

Die Hängeketten sind nicht steif, sondern vielmehr geeignet, ihre Gestalt durch Bewegung der einzelnen Glieder zu verändern. Eine solche Kette unterscheidet sich aufgehangen in Nichts weiter von einem Polygone, wie es Fig. 3 darstellt, als darin, daß die Drücke in Richtung der verschiedenen Polygonseiten oder Glieder nicht mehr deren rückwirkende Festigkeit, sondern vielmehr deren absolute, oder die Festigkeit gegen Zerreißen, in Anspruch nehmen. Daher bestehen alle jene Beziehungen, welche zwischen den aus den Ecken des Polygons herabhängenden Gewichten, den Drücken in Richtung der einzelnen Seiten und den Horizontaldrücken stattfinden, in ähnlicher Weise auch bei den Ketten einer Hängebrücke.

Die Ketten oder Drahtseile einer Hängebrücke haben dreierlei sehr verschieden vertheilte Lasten zu tragen, nämlich 1) ihr eigenes Gewicht, welches mit den Dimensionen der Ketten und der Richtung der Kettencurve variirt; 2) das Gewicht der Hängestäbe, vermittelst deren die Brückenbahn mit den Ketten vereinigt ist, und welches sich mit der Länge der Stäbe ändert; 3) das Gewicht der Brückenbahn mit ihren zufälligen Belastungen, welches gewöhnlich gleichmäßig über die Länge der Bahn vertheilt ist.

Die Ketten der bisher errichteten Kettenbrücken sind gewöhnlich von durchaus gleichen Dimensionen. Da aber die Spannung (dehnende Kraft, Zug) an den verschiedenen Stellen einer Kette ansehnlich verschieden ist, indem sie von der Richtung oder Neigung der Kette abhängt, und zwar da, wo die letztere auf den Pfeilern befestigt ist am größten, hingegen im Scheitel oder dem tiefsten Punkte der Kettencurve am geringsten ist, so ist einleuchtend, daß bei durchaus gleicher Stärke der Ketten, deren mittlerer Theil ein Uebermaß an Festigkeit erhält. Das Material zu den Ketten wird in Rücksicht auf deren Tragfähigkeit auf die vortheilhafteste Weise verwendet, wenn man die Querschnittsfläche der Ketten im Bogenscheitel am kleinsten macht und gegen die Enden des Bogens in dem Maße zunehmen läßt, daß sie der daselbst stattfindenden Spannung proportional ist.

Fig. 16 möge einen Bogen einer Hängebrücke vorstellen. FL sei die horizontale Brückenbahn und ADBC die Curve, welche die Ketten bilden. Die Punkte A und C, in denen die Kette auf den Pfeilern befestigt ist, nennt man *Aufhängepunkte*. Die horizontale Entfernung AE oder EC, eins dieser Punkte von der Mitte der Curve ist die halbe *Spannweite* und der Vertikalabstand EB des tiefsten Punktes der Kette unter den Aufhängepunkten, heißt *Durchhängung*, *Stich-*, auch *Pfeilhöhe*. Mit dem Ausdrucke Querschnittsfläche der Ketten an irgend einer Stelle ist die Fläche in Quadratzollen gemeint, welche sich beim Durchsägen der Ketten darstellen würde.

Die erste Betrachtung, welche bei dem Entwurfe einer Hängebrücke zu erledigen ist, betrifft die Form der Curve ADBC, welche die Ketten annehmen werden, weil von ihr die hauptsächlichsten Dimensionen der Brücke abhängen. Man braucht dazu nur die halbe Spannweite AE, die Pfeilhöhe EB und den Abstand BH der Brückenbahn unter dem Scheitel der Kettencurve, d. i. die Länge des kürzesten Hängestabes, zu kennen. Nach folgender Regel läßt sich sodann *jede beliebige Anzahl Punkte der Kettencurve bestimmen*, vorausgesetzt, daß die Brückenbahn horizontal gerichtet sei.

1) Man subtrahire die Länge BH der kürzesten Hängestange von der Pfeilhöhe BE, multiplicire den Rest mit dem Quadrate der horizontalen Entfernung des fraglichen Punktes vom Scheitel der Curve und dividire das Product durch das Quadrat der halben Spannweite AE. Zu diesem Quotienten addire man die Länge der kürzesten Hängestange BH. Die Lage des Punktes D, oder die Länge der Hängestange DG würde sich also mit Bezugnahme auf Fig. 16 nach der Formel berechnen:

$$1)\ DG = \frac{(EB - BH)\,GH^2}{AE^2} + BH$$

Hat man auf diese Art die Gestalt der Kettencurve gefunden; so verbleibt noch die Bestimmung der Spannungen, welche in den verschiedenen Stellen der Kette stattfinden, damit soviel als möglich überall die Querschnittsfläche der letzteren dem jedesmaligen Zuge proportional eingerichtet werden kann.

Es ist dazu nöthig, außer obigen Dimensionen der Curve, noch das Gewicht eines laufenden Fußes der Brückenbahn, einschließlich der größten möglichen zufälligen Belastung zu kennen; weiß man dieses, so geben folgende Regeln die Dimensionen der Ketten u. s. w.

2) *Die Spannung im Scheitel der Kettencurve und der ihr entsprechende Kettenquerschnitt.* Man subtrahire die Länge BH der kürzesten Hängestange von der Pfeilhöhe EB, nehme den Rest doppelt, dividire ihn durch das Quadrat der halben Spannweite AE und subtrahire vom Quotienten 0,0003. Das Gewicht eines laufenden Fußes der Brückenbahn, incl. der darauf kommenden größten zufälligen Belastung in Pfunden, durch den vorher erhaltenen Rest dividirt, giebt die Größe des Horizontalzuges im Scheitel B der Curve in Pfunden an; also:

$$C = \frac{2\,(EB - BH)}{AE^2} - 0{,}0003.$$

Wenn man diesen Zug mit 0,0000893 multiplicirt, so erhält man die ihm angemessene Querschnittsfläche der Kette in Quadratzollen bei sechsfacher Sicherheit (Moseley):

$$q = C \,.\, 0{,}0000893.$$

3) Die Spannung und der Querſchnitt der Kette in irgend welcher andern Stelle, z. B. D (Fig. 16).

Man dividire das Quadrat der doppelten Höhe KB des betreffenden Punktes D über dem Scheitel durch das Quadrat der zugehörigen Abſciſſe DK, addire zu dem Quotienten 1, ziehe aus dieſer Summe die Wurzel und multiplicire das Reſultat mit der Scheitelſpannung C; alſo:

$$D = C.\sqrt{\left(\frac{2\,KB}{DK}\right)^2 + 1}$$

Den Kettenquerſchnitt q, an derſelben Stelle, findet man, wie vorhin bei ſechsfacher Sicherheit in Quadratzollen, wenn man die berechnete Spannung D mit 0,0000893 multiplicirt:

$$q = D\,.\,0{,}0000893.$$

Der Gebrauch dieſer Formeln ſei durch folgendes Beiſpiel erläutert:

Die halbe Spannung einer Hängebrücke betrage 200 F., die Pfeilhöhe 40 Fuß, die Länge der kürzeſten Hängeſtange 2 Fuß und das Gewicht eines laufenden Fußes Brückenbahn nebſt zufälliger Belaſtung ſei 5000 Pfund.

Nach der Formel unter 1) berechnet ſich die Länge der Hängeſtange für einen Punkt der Kettencurve in der Entfernung von 100 Fuß vom Scheitel zu:

$$DG = \frac{(40-2)\,100^2}{200^2} + 2 = 11{,}5 \text{ Fuß}.$$

Nach den Formeln unter 2) findet man zunächſt die Spannung im Scheitel nach

$$C = \left(\frac{2\,(40-2)\,.\,100^2}{200^2}\right) - 0{,}0003 \text{ zu}$$

$C = 3125000$ Pfunden, und den zugehörigen Kettenquerſchnitt

$q = 279$ Quadratzollen.

Nach den Formeln unter 3) endlich, ergiebt ſich für einen Punkt, 100 Fuß vom Scheitel ſeitwärts gelegen

$$D = 3125000\sqrt{\left(\frac{2\,.\,9{,}5}{100}\right)^2 + 1} =$$

$D = 3181250$ Pfunde und

$q = 284$ Quadratzolle.

Die abſolute Feſtigkeit, welche das Schmiedeeiſen der Dehnung entgegenſtellt, iſt bei obigen Formeln auf 67200 Pfd. pro Quadratzoll angenommen, und das Gewicht eines Stückes von 1 Fuß Länge und 1 Quadratzoll Querſchnitt zu 3,3 Pfund.

Daß Hängebrücken im Allgemeinen, verglichen mit ſteinernen und eiſernen Bogenbrücken, dem Einfluſſe der Elemente weit weniger Widerſtand zu leiſten vermögen, hat ſeinen Grund nicht allein in der außerordentlichen Leichtigkeit dieſer Art von Brücken, welcher zufolge nur eine ſehr geringe Kraft dazu gehört, letztere in Bewegung zu verſetzen, ſondern auch und vorzüglich in dem ihnen eigenthümlichen Umſtande, dabei in fortgeſetzte Schwingungen oder wellenförmige Bewegungen zu gerathen. Da nämlich der Schwerpunkt der ganzen Bogenconſtruction bei Hängebrücken unter anſtatt über den Widerlags- oder Aufhängeſtellen der Ketten liegt und dieſe ſich im Zuſtande der Spannung befinden, ſo verurſacht die plötzliche Einwirkung einer angemeſſen ſtarken Kraft auf irgend eine Stelle der Ketten, oder auch der anhaltend und regelmäßig wiederholte Angriff einer nur ſchwachen Kraft, Formveränderungen in der Kettencurve und bringt ſowohl die Ketten, als auch die Brückenbahn in Schwingungen.

In Fig. 17 ſtelle ABD die Lage einer ſich in Ruhe befindenden Kette einer Hängebrücke vor. Bringt man an irgend eine Stelle, etwa in die Mitte zwiſchen den Scheitel und den Anfang des Bogens, in E plötzlich eine Belaſtung, ſo wird die Plattform unter ihr gewöhnliches Niveau herabgedrückt und zieht vermittelſt der Hängeſtangen gleichzeitig die Kette nach, welche dabei die durch die untere punktirte Linie angedeutete Lage annimmt. Die Senkung der Ketten bei F zieht aber auch zugleich eine Erhebung bei G, ſo wie ein Aufſteigen bei H, auf der andern Seite des Bogenſcheitels, nach ſich. Die Ketten nehmen alſo die Lage AGBFD ein, und die Brückenbahn ſtatt der geradlinigen die wellenartige, durch die Linie HE angedeutete Form. Sobald jene Belaſtung wieder entfernt wird, kehren Ketten und Brückenbahn ſogleich wieder in ihre urſprüngliche Lage zurück. Indem dies geſchieht, erlangen aber beide eine gewiſſe Geſchwindigkeit und ein Beharrungsvermögen, vermöge deſſen Ketten und Brückenbahn nach entgegengeſetzter Seite um ziemlich eben ſo viel über die Gleichgewichtslage hinaus weichen, als die Belaſtung vorher Ablenkung davon verurſacht hatte. Dieſe Schwingungen kehren wieder und halten ſo lange an, bis die Wirkung der Kraft, welche das Gleichgewicht geſtört hat, durch den Widerſtand der Ketten und Plattform gegen Bewegung, abſorbirt iſt.

Unter den Kettenbrücken, welche auf dieſe Weiſe durch heftige Windſtürme und den Uebergang ſchwerer Laſten beſchädigt worden ſind, verdienen erwähnt zu werden die Brücke in Broughton bei Mancheſter, die zu Monterofe, die über die Enge von Menai und die Landungsbrücke zu Brighton. Die erſtere brach in Folge der heftigen Schwingungen nieder, welche eine Compagnie von 60 Mann Soldaten beim Darübermarſchiren hervorriefen. Die drei letztgenannten Brücken wurden durch heftige Windſtürme und bis über die Brückenbahn ſchlagende Meereswellen zerſtört.

Dieſe Beiſpiele, ohne jener zu gedenken, welche ſich noch außerhalb Englands, namentlich in Frankreich, zugetragen haben, weiſen zur Genüge auf die Nothwendigkeit hin, Mittel anzuwenden, durch welche das Beſtreben der

Ketten, in Schwingungen zu gerathen, so viel als möglich verhindert wird. Für alle Fälle ist es von wesentlichem Nutzen, die Brückenbahn so steif als nur möglich zu machen und die einzelnen Ketten zu beiden Seiten derselben in der Art mit einander zu verbinden, daß sie wirklich nur eine Kette ausmachen, wie es z. B. bei der Charing-Croßbrücke über die Themse in London der Fall ist. Da hierdurch das Gewicht jeder einzelnen Kette vergrößert wird, so ist natürlich auch eine weit stärkere Kraft erforderlich, die Hängeketten in Bewegung zu versetzen, als hinge, wie bei der Menaibrücke, eine jede Kette einzeln.

Die folgende Tabelle giebt die hauptsächlichsten Dimensionen einiger der vorzüglichsten ausgeführten Hängebrücken und die Zusammenstellung unter Fig. 1 Taf. 10 zeigt die Anordnung der einzelnen Ketten für jeden einzelnen Fall der Tabelle.

Tabelle IV.

Nummer der Fig. 1 Taf. 10	Name und Ort der Brücke	Spannweite der Ketten- oder Drahtseile	Stichhöhe der Kettencurve	Stichhöhe als Factor der Spannweite, diese = 1 gesetzt	Pfeilerstärke in der Höhe der Brückenbahn	Breite der Brückenbahn		Zahl der einzelnen Ketten	Querschnitt der Ketten im Scheitel	Dimensionen des Querschnittes der Kettenglieder	Jahr der Vollendung	Name des Ingenieurs
		Fuß	Fuß		Fuß	Fuß	Zoll		Quadrat Zoll			
1	Unionbrücke über den Tweed	449	30	0,067	17,5	18	0	6	38	2″ im Durchmesser	1820	Sam. Brown
2	Landungsbrücke in Brighton	255	18	0,071	29	13	0	4	25,13	〃	1823	〃
3	Brücke auf der Isle de Bourbon	220,3	25,48	0,116	12	20	0	3	17,4	1,36″ im Durchm.	1823	Jos. Brunel
4	Hammersmithbrücke über die Themse	422,25	29,5	0,070	22	30	0	8	180	5″ × 1″	1824	Tierny Clark
5	Brücke über die Enge von Menai	570	43	0,075	29	28	0	16	260	$3\frac{1}{4}$″ × 1″	1826	Telford
6	Conwaybrücke über einen Seearm	327	22,33	0,068	—	17	6	8	130	〃	1826	〃
7	Donaubrücke in Wien	334	21,4	0,065	21,4	11	$10\frac{1}{2}$	2	15,5	2,42″ × 0,8″ Stahlschinen	1828	v. Mitis
8	Monterosebrücke über den Este	432	42	0,097	20	12	0	4	80	5″ × 1″	1829	Sam. Brown
9	Invalidenbrücke über die Seine in Paris	236,5	26,33	0,111	15,5	25	8	8	41,6	1,81″ im Durchm.	1829	Navier
10	Freiburger Drahtbrücke über das Thal der Sarine	870	63	0,072	20	21	3	4	Die Taue enthalten 4224 einzelne Drähte, jeden von 0,12″ Durchmesser		1834	Chaley
11	Charing-Croßbrücke über die Themse	676,5	50	0,074	30,5	14	0	4	296	7″ × 1″	1845	Js. K. Brunel
12	Donaubrücke in Pesth	666	50	0,075	—	—		—	—	—	—	Clark

Die Ketten der Brücken unter 1, 2, 3 und 9 sind aus Stäben von Rundeisen gebildet, die aller übrigen, mit Ausnahme der unter 7 und 10, hingegen aus Flachschienen von Schmiedeeisen. Die Kettenglieder der Brücke über die Donau bei Wien sind aus Stahlschienen zusammengesetzt, und zwar deshalb, weil dieses Material mit bedeutender absoluter Festigkeit große Leichtigkeit vereint. Es fragt sich jedoch sehr, ob dieser scheinbare Vortheil nicht gerade einen Nachtheil für die Dauer der Brücke gewährt. Denn wegen der außerordentlichen Leichtigkeit der Ketten, verglichen mit dem Gewicht der Brückenbahn, welche beiläufig gesagt 5 Mal so schwer als die Ketten wiegt, erzittert und bewegt sich die Brücke ungeachtet der überaus großen Flachheit der Kettencurve, unter dem Einflusse des lebhaften Verkehrs auf derselben und starken Windes sehr beträchtlich. Bei der Freiburger Brücke sind die Ketten durch eine Vereinigung von Eisendrähten vertreten, welche zu einem nicht gedrehten Taue verbunden sind. Jedes Tau ist aus 20 Strängen gebildet, von denen 12 je 56, und 8 je 48 einzelne Drähte enthalten, so daß also ein Tau in Summe aus 1056 Drähten besteht.

Gegen die Verwendung des Eisendrahtes zu Tauen für Hängebrücken ist wohl mit Recht einzuwenden, daß deren Dauer durch den Rost sehr leicht gefährdet werden kann, da die Oberfläche des Eisens, aus dem die Taue bestehen, weit größer als bei Ketten ist, und die Feuchtigkeit nicht nur sehr leicht in das Innere der Taue eindringt, sondern sich auch vermöge der Capillarität ungesehen darin erhält. Bei der letzterwähnten Brücke in Freiburg hat man diesen Uebelständen vorzubeugen gesucht, indem man jeden einzelnen Draht drei Mal zwei Stunden lang in ein kochendes Gemisch aus Leinöl, Bleiglätte und Ruß eintauchte, und später mit derselben Flüssigkeit die einzelnen Stränge und schließlich die fertigen Taue überstrich.

In Rücksicht auf die Anordnung der Ketten ist zu bemerken, daß jene bei der Menai- und Conwaybrücke (siehe Tab. IV, Nr. 5 u. 6, Fig. 1 Taf. 10) unvortheilhaft ist, weil die vier vertikal über einander hängenden Ketten dem

Winde eine große Fläche darbieten und, von einander völlig isolirt, sehr leicht in Bewegung gerathen.

Bei der Menaibrücke steigerte sich während des Herbststurmes im Jahre 1838 die Bewegung der Ketten so weit, daß letztere trotz ihrer gegenseitigen 12 Fuß weiten Entfernung gegen einander geschleudert wurden, nachdem zuvor die Querverbandstücke (Joche) zerbrochen waren.

Bei Bestimmung der Verhältnisse für die verschiedenen Theile einer Hängebrücke müssen die Spannweiten und Stichhöhen benachbarter Bögen so angeordnet werden, daß die von den Ketten zu beiden Seiten eines Pfeilers geäußerten Horizontalzüge einander gleich sind und sich das Gleichgewicht halten. Außerdem würden die Sättel, über welche die Ketten laufen, wenn sie auf den Pfeilern beweglich sind, entweder in Richtung des größeren Zuges von den Pfeilern herabgleiten, oder wenn jene auf den Pfeilern befestigt sind, würde die Stabilität der Pfeiler durch den Ueberzug beansprucht werden.

Man kann sich sehr leicht überzeugen, ob diese Gleichheit der Horizontalzüge zweier benachbarter Bögen stattfindet oder nicht, indem man nach der unter 3) gegebenen Regel den Zug an den Enden der Ketten, die auf einem Pfeiler zusammenstoßen, berechnet, sodann diesem Ende nahe die Richtung der Ketten nach 1) bestimmt und den vorhergefundenen Zug in dieser Richtung, in eine vertikale und eine horizontale Componente zerlegt, und ihre Werthe berechnet. Sollte sich dabei ein Ueberschuß des Horizontalzuges nach der einen Seite des Pfeilers herausstellen, so muß das Spannungsverhältniß, oder was dasselbe ist, die Richtung des betreffenden Kettenendes verändert werden, bis sich die beiden horizontalen Componenten balanciren.

Zweck, Lage und Art einer Ueberbrückung.

Der Zweck, den man beim Baue einer Brücke zu erreichen suchen muß, ist die Herstellung eines bequemen und ununterbrochenen Verkehrsweges, ohne die Schifffahrt durch die Brücke, falls diese eine Strombrücke ist, wesentlich zu erschweren. An vielen Oertlichkeiten ist es oft sehr schwierig, dieser Anforderung zu genügen, weil die Ansprüche, welche für die Schifffahrt erhoben werden, mit den Bedingungen für die Herstellung einer ununterbrochenen und bequemen Verkehrsstraße unvereinbar sind. In dem Falle z. B., wo ein Fluß mit flachen Ufern und sehr lebhafter Schifffahrt zu überbrücken ist, würde die Erbauung einer Brücke, welche gleichzeitig bemasteten Schiffen eine ununterbrochene Durchfahrt und dem Fuhrwerke sowohl, als Fußgängern auf eine bequeme Weise fortwährend den Uebergang gestattet, beinahe unmöglich sein; weil, wenn die Bögen der Brücke für den ungehinderten Durchgang der Schiffe hinreichend hoch gemacht würden, das Niveau der Brücke so hoch über die angrenzenden Ufer zu liegen käme, daß man entweder sehr steile Anfahrten auf beiden Seiten, oder lange und kostspielige Dammbauten anlegen müßte. Würde hingegen die Planie der Brücke so niedrig über dem Wasserspiegel festgestellt, daß entweder keine, oder nur sehr unbedeutende Rampen an den Ufern nöthig wären; so würde wiederum die Passage für Schiffe mit Masten gesperrt sein.

Um an solchen Oertlichkeiten beide Communicationen, jene durch die Brücke und die über selbige gleich zu begünstigen, hat man die Brücken in der Weise construirt, daß eines oder zwei ihrer Joche zu Zeiten geöffnet werden können, um bemastete Schiffe passiren zu lassen. Allein diese Einrichtung mildert nur jene Mißstände und ist in vielen Fällen weit entfernt, obigen Anforderungen an eine Ueberbrückung völlig zu genügen. Wenn nämlich über eine Brücke unausgesetzt ein starker Verkehr stattfindet, so sind die periodischen Stockungen desselben, welche das Oeffnen der Joche, um Schiffe hindurch zu lassen, verursacht, nicht nur sehr unangenehm, sondern unter Umständen sogar gefährlich.

Ehe über die Lage und Art, sowie die Hauptdimensionen und weiteren Details einer Brücke entschieden werden kann, sind zuvor noch mancherlei Umstände, namentlich die Folgen, welche die Brücke für den Fluß selbst haben wird und haben kann, in nähere Erwägung zu ziehen. Es fragt sich z. B. ob nicht durch den Einbau einer Brücke die Geschwindigkeit der Strömung erhöht und dadurch ein Abspülen oder Auswaschen der Ufer und des Flußbettes bewirkt wird, und so am Ende das Fortbestehen der Brücke selbst gefährdet werden könnte; ferner ob, in welcher Weise und bis zu welchem Maße eine Brücke die bestehende Stromrichtung ändern, die Bildung von Wirbeln, stillem Wasser, und dem zu Folge die Erzeugung von Bänken oder Anhegerungen begünstigen wird; ob die Brücke endlich zu Zeiten der Hochfluthen, durch den Rückstau, welchen ihre Pfeiler verursachen, nicht ein Austreten des Flusses aus seinem Bette, und somit die Ueberschwemmung der benachbarten, oberhalb der Brücke liegenden Gegend veranlassen wird, u. dergl. mehr.

Für die Wahl der besten Lage einer Brücke ist jedoch dem Urtheile des betreffenden Ingenieurs häufig sehr wenig Raum gelassen, weil jene oft durch besondere Bedingungen und Anforderungen schon vorgeschrieben ist, wie z. B. in dem Falle, wo zwei vorhandene Straßen zu verbinden, oder eine zu verlängern ist; wo vorhandene Baulichkeiten, die sich in unmittelbarer Nähe befinden, nicht beeinträchtigt werden sollen, u. s. w. Wo aber die Wahl der örtlichen Lage einer Brücke dem Ingenieur überlassen bleibt, hat dieser mit Berücksichtigung obiger Fragen über die Wirkung einer Brücke auf den Fluß, sich nach der sorgfältigen Aufnahme der Oertlichkeit und Untersuchung der Ufer, nach den genau gemessenen Strom- und Hochfluthprofilen und der Beschaf-

fenheit des Flußbettes und des vorhandenen Baugrundes zu richten. Außerdem sind noch zu berücksichtigen die Stromgeschwindigkeit, die verschiedenen Wasserstände, das Wasserquantum, welches zu allen Jahreszeiten durch das Stromprofil fließt, in dem die fragliche Brücke erbaut werden soll, und schließlich der Umfang und die Art des Verkehrs, welcher über die Brücke stattfinden wird.

Nur vermöge dieser Voruntersuchungen kann die Lage einer Brücke gründlich beurtheilt und ein vernünftiger Beschluß darüber gefaßt werden. Allgemein giltige Regeln für die Wahl des Ortes einer Brücke zu geben, ist bei der großen Anzahl möglicher Verhältnisse nicht möglich. Allein folgende Bemerkungen werden sich als nützliche Anleitungen für eine richtige Wahl bewähren.

Es soll unter allen anderen, womöglich die Stelle eines Flusses zur Ueberbrückung gewählt werden, an der der Stromlauf geradlinig ist, weil in Krümmungen und plötzlichen Wendungen die Strömung gewöhnlich abnorm beschaffen ist und mit den Ufern nicht parallel läuft.

Die Pfeiler der Brücke müssen zur Stromrichtung stets parallel gestellt werden, weil sie außerdem das Hinderniß, was sie ohnedieß der Bewegung des Wassers schon entgegenstellen, nur noch vergrößern, bald Wirbel und Heger unterhalb der Brücke verursachen, durch die Strömung, welche sie nur von der einen Seite her trifft, leicht unterwaschen werden, und außerdem auch die Sicherheit der durch die Bögen fahrenden Schiffe gefährden, indem selbige bei der Thalfahrt leicht gegen die Pfeiler treiben.

Die Brücke soll womöglich den Fluß winkelrecht zum Stromstriche überschreiten und wo dies durch Umstände behindert ist, müssen wenigstens die Pfeiler parallel mit der Stromrichtung gestellt werden. Dieselben bilden dann einen Winkel mit der Richtung der Brücke. Ueberbrückungen, welche in solchen Fällen hergestellt werden, heißen *schief*, und der Winkel, den die Richtung der Pfeiler mit der Brückenrichtung einschließt, wird *Winkel der Schiefe* genannt. Bei steinernen Gewölben sollte letzterer nie über 70 Grade betragen.

Demnächst ist aber auch die Zahl, Form und Dimension der Pfeiler so zu wählen, daß durch sie weder Richtung noch Geschwindigkeit des Stromes wesentlich verändert wird. Die Vergrößerung der Stromgeschwindigkeit würde, wenn das Flußbette von weicher oder lockerer Beschaffenheit ist, bald eine Vertiefung desselben herbeiführen und demnächst durch Unterwaschung der Pfeilergründungen die Dauer der Brücke gefährden. Die folgende Tabelle, der Edinburgh Encyklopaedie entnommen, enthält die Stromgeschwindigkeiten, welchen unter gewöhnlichen Verhältnissen verschiedene Bodenarten widerstehen.

Tabelle V.

Uebliche Benennung der Strömung	Geschwindigkeit derselben		Material, welches diesen Geschwindigkeiten widersteht, und den höheren nachgiebt
	in Fußen per Sekunde	in miles per Stunde	
faul	0,25	0,171	nasser Boden, Schlamm
gleitend oder schleichend	0,50	0,341	weicher Thon
rieselnd	1,00	0,982	Sand
regelmäßig	2,00	1,364	Kies
fließend	3,00	2,046	grober Kies oder Steinigt
Hochfluth, strömend	3,35	2,284	Gerölle, Kieselsteine
reißend	3,45	2,352	Schutt oder grobes Gerölle, dünnes Geschiebe
Schnelle	3,55	2,420	felsiger Boden
Wassersturz oder Wasserfälle	9,86	6,723	fester Felsen

Hierbei ist jedoch noch zu bemerken, daß die spülende oder waschende Eigenschaft der Flüsse nicht allein von der Geschwindigkeit, mit welcher sie sich bewegen, abhängt, sondern auch von ihrer Tiefe, oder dem Gewichte der über der Flußsohle befindlichen Wassermenge. Der Grund hiervon ist leicht einzusehen, wenn man berücksichtigt, daß das Wasser auf die Materialien der Flußbetten durch Reibung, beinahe in derselben Weise einwirkt, wie feste Körper auf ihre Unterlagen, wenn sie über diese hingleiten. Je schwerer also das Wasser gegen den Grund drückt, desto stärker wird jene Reibung und mit ihr die zertheilende und abschwemmende Einwirkung des Wassers, desto schneller drängt dasselbe in die feinen Zwischenräume der Bodenmasse ein und hilft dieselbe auflockern. Der Weitertransport des einmal aufgelockerten und losgespülten Materials durch die Flüsse selbst, hängt aber lediglich von deren Geschwindigkeit ab, vorausgesetzt, daß das Wasserquantum derselben so groß ist, daß sein Bewegungsmoment durch den Widerstand des zu bewegenden Materials nicht absorbirt wird, und daß die Wassertiefen noch oberhalb einer Grenze liegen, bis zu welcher hinab das specifische Gewicht des Wassers durch Verdichtung nicht wesentlich erhöht wird.

Mit Rücksicht auf das Material, aus welchem Bogenbrücken hergestellt werden, und seine Verwendungsweise, unterscheidet man verschiedene Arten von Brücken; nämlich *steinerne Brücken*, *eiserne* und *hölzerne Brücken*, bei welchen beiden die Oeffnungen zwischen den Pfeilern mittelst Bögen aus Holz oder Eisen überspannt sind, und *Hängebrücken*. Eine jede dieser Ueberbrückungsformen wird gewissen Lagen und Verhältnissen stets mehr oder weniger angemessen sein. In Fällen aber, für welche die eine ebenso wohl geeignet sein würde, als die andere, sind für die Wahl einer dieser Formen der persönliche Geschmack und

peruniäre Verhältniſſe maßgebend. Obwohl ſteinerne Brücken für die Stützung ſchwerer Laſten und den Uebergang eines ununterbrochen lebhaften Verkehrs, wie ſolcher z. B. täglich auf der Londonbrücke ſtattfindet, am geeignetſten ſind, und die längſte Dauer gewähren, ſo bilden ſie ſowohl für den Strom ſelbſt, als auch für die Schifffahrt auf ihm ein größeres Hinderniß, als eiſerne oder Hängebrücken, weil bei ihnen die Breiten der Pfeiler im Vergleich zur Weite der Oeffnungen gewöhnlich viel größer ſind, als bei letztgenannten Brücken.

Das Verhältniß der Pfeilerbreiten zu den Spannweiten der Bögen verſchiedener ausgeführter Brücken läßt ſich aus den Tabellen II, III und IV entnehmen, und variirt bei ſteinernen Brücken von $\frac{1}{3,66}$ oder $\frac{3}{11}$ der Bogenſpannweite, bei der Dreieinigkeitsbrücke in Florenz bis zu $\frac{1}{9,26}$ oder $\frac{4}{37}$ an der Neuillybrücke über die Seine; bei eiſernen Brücken von $\frac{1}{7,8}$ oder $\frac{5}{39}$, an der Vauxhallbrücke, bis zu $\frac{1}{14,4}$ oder $\frac{5}{72}$, an der Carrouſſelbrücke; endlich bei Hängebrücken von $\frac{1}{8,8}$ oder $\frac{5}{44}$ an der Landungsbrücke bei Brighton, bis zu $\frac{1}{43,5}$ oder $\frac{2}{87}$ an der Brücke zu Freiburg.

Nach dieſen Zahlen kann man, wenn auch ohne große Genauigkeit, die Beengung des Flußprofils durch eine Brücke beurtheilen. Da die Bequemlichkeit der Schifffahrt durch eine Brücke aber außer Weite der Durchgangsöffnungen noch eine beſtimmte lichte Höhe derſelben erfordert, ſo würde der geeignetſte Maßſtab für jene der Flächenraum ſein, welchen die innere Wölblinie des Bogens und die höchſte Waſſerſtandslinie begrenzen. In der folgenden Tabelle ſind drei ausgezeichnete, ihrer Form nach von einander verſchiedene, Brücken in der eben angedeuteten Beziehung gegenſeitig verglichen.

Tabelle VI.

Name der Brücke	Entfernung zwiſchen den Pfeileraxen	Spannweite des Hauptbogens	Pfeilerſtärke, die Bogenweite = 1 geſetzt	Belaſtung der Baſis eines Mittelpfeilers: Gewicht des Pfeilerkörpers allein	Belaſtung der Baſis eines Mittelpfeilers: Gewicht des Oberbaues oder der Wölbung	Durchſchnittliches Gewicht des Oberbaues auf 1 F. Länge und Breite	Höhe im Scheitel zwiſchen der inneren Wölbfläche und der Brückenbahn	Fläche des lichten Raumes zwiſchen der inneren Wölblinie des Gewölbes und Hochwaſſerſtand, das Product der größten Höhe unter dem Scheitel mit der Bogenweite = 1 geſetzt
	Fuß	Fuß		Tons	Tons	Tons	Fuß Zoll	
Londonbrücke	176	152	0,158	6830	14615	1,800	8. 2.	0,7854
Southwarkbrücke	264	240	0,100	6580	3060	0,314	8. 0.	0,7173
Charing-Croßbrücke	676½	646	0,047	5140	535	0,061	1. 9.	0,9340

Handelt es ſich darum, die Gründungen nur möglichſt wenig zu belaſten, ſo ſind Hängebrücken und ſolche aus Eiſen jenen aus Stein vorzuziehen, was ſich auch nach vorſtehender Tabelle durch den Vergleich der Belaſtungen der Pfeilerbaſis der angeführten Brücken beſtätigt. Obgleich mit eiſernen und Hängebrücken noch mancherlei Vortheile, gegen Brücken von Stein, verknüpft ſein können, wie z. B. die Möglichkeit, ſie in kürzerer Zeit und unter Umſtänden mit weniger Koſten herzuſtellen, als dieſe, ſo giebt es dennoch gewiſſe Fälle, in denen unzweifelhaft den ſteinernen Brücken der Vorzug zu geben iſt. Solche ſind, wie ſchon erwähnt, da, wo eine Brücke lebhaftem und ſchwerem Verkehr oder auch heftigen Stürmen und ſonſtigen Elementarereigniſſen ausgeſetzt ſein würde. Bei letzterer Ausſicht würde eine Hängebrücke ſo wenig zu empfehlen ſein, als eine eiſerne Brücke bei der erſteren.

Gründung, Pfeiler und Widerlager einer Brücke.

Die Unwandelbarkeit des Baugrundes für Pfeiler und Widerlager einer Brücke iſt eine nothwendige Bedingung für die Dauer der letzteren. Wo eine feſte Gründung erlangt werden kann, da mögen für Pfeiler und Bögen einer Brücke immerhin kühne Dimenſionen gewählt werden; an Orten aber, an welchen ein Nachgeben oder Setzen des Baugrundes zu erwarten iſt, ſollten alle Vorſichtsmaßregeln angewendet werden, den übeln Folgen vorzubeugen, welche daraus für das fragliche Bauwerk entſtehen können.

Der eigentliche Zweck, den die Pfeiler einer Brücke zu erfüllen beſtimmt ſind, iſt einfach der, die Bögen ſammt ihrer zufälligen Belaſtung auf die Dauer ſicher zu unterſtützen. Ein Brückenpfeiler erfüllt dieſen Zweck um ſo vollkommener, je weniger er, unbeſchadet ſeiner Feſtigkeit und

Standhaftigkeit zu dem Gewichte des Wölbbogens über ihm, durch seine eigene Last hinzufügt. Jede Vermehrung der Pfeilermasse soweit sie nicht zur Erfüllung obiger Anforderung unbedingt nothwendig ist, ist als Ueberlastung der Gründung um das entsprechende Gewicht zu betrachten, und für die Sicherheit des Bauwerks, wenn auch nicht gerade nachtheilig, so doch wenigstens überflüssig.

Bei steinernen Brücken beträgt in den meisten Fällen das Gewicht der Pfeiler allein, nahezu die Hälfte von dem der darüber liegenden Bögen. Sonach macht die Belastung, welche die Gründung eines Pfeilers ungefähr zu ertragen hat, gewöhnlich das dreifache Pfeilergewicht, oder das anderthalbfache Gewicht des Wölbbogens incl. Oberbau, aus.

Aus der letzten tabellarischen Zusammenstellung, Tab. VI, ersieht man, daß bei der London-Brücke das Gewicht des Theiles eines Mittelpfeilers unter den Widerlagern ziemlich die Hälfte von jenem des Mittelbogens beträgt; daß bei der Southwark-Brücke hingegen das Gewicht eines Pfeilers allein, zweimal so groß ist, wie das des Ueberbaues, welchen jener unterstützt.

Damit der Druck, welchen in allen Fällen der Baugrund einer Brücke erleidet, über eine entsprechende große Fläche vertheilt wird, giebt man den Pfeilerfüßen eine angemessene Verbreiterung.

Es ist nicht jedesmal zu rechtfertigen, daß die Pfeiler der Strom- und Landbrücken im Allgemeinen, so oft völlig solid aufgemauert werden; vielmehr ist diese Constructionsform, mit Beziehung auf das über den Zweck der Brückenpfeiler Gesagte, häufig die ungünstigste, welche gewählt werden kann. So z. B. da, wo der Grund unter den Pfeilern von nachgiebiger Beschaffenheit ist.

Die von Perronet ausgeführten Brücken lassen erkennen, daß dieser den Zweck der Pfeiler gefühlt, oder eingesehen hat. Dieselben zeichnen sich alle durch schwache Dimensionen und demgemäß durch große relative Leichtigkeit ihrer Pfeiler aus. So beträgt z. B. an der Neuilly-Brücke die Pfeilerbreite weniger als $1/9$ der Bogenweite, und an der Brücke zu St. Marence über die Oise ist die Gewichtsverminderung der Pfeiler durch Aufführung derselben in vier paarweise vereinigten Säulen, welche durch ein kleines Gewölbe verbunden sind, wie Fig. 2 veranschaulicht, berücksichtigt worden.

Wirksamer als die Beschränkung der äußeren Dimensionen der Pfeiler, und in den meisten Fällen derselben vorzuziehen, ist es letztere, behufs der Verminderung ihres Gewichts, hohl zu construiren. In dieser Beziehung bieten die Pfeiler der Charing-Croß-Kettenbrücke ein vortreffliches Beispiel sinnreicher und zweckmäßiger Anordnung. Bei ihnen beträgt das Gewicht des Pfeilerfußes, unterhalb der Brückenbahn nur $3/5$ von jenem, welches sie haben würden, wären sie solid hergestellt worden, wie dies bei fast allen übrigen Brücken über die Themse der Fall ist.

Mit gleichem Rechte wie auf Pfeiler, sind vorstehende Bemerkungen, auch auf Widerlager anzuwenden.

Der hauptsächlichste Nutzen der Widerlagspfeiler ist der, den Druck, welchen ein Bogen auf seine Kämpfer ausübt, über eine möglichst große Grundfläche zu verbreiten, und so zur Sicherung der Standhaftigkeit und Dauer der Brücke beizutragen. Wie die Mittelpfeiler einer Brücke, so sollen auch die Endpfeiler derselben möglichst wenig zur Belastung des Baugrundes hinzufügen.

Herstellung steinerner Brückenbögen.

Bei Aufführung irgend eines Bauwerks, welches seine Gründung ansehnlich belastet, wird stets in Folge der Zusammendrückbarkeit der letzteren (Felsen ausgenommen), ein gewisser Grad des Setzens eintreten. Da es nun für den Fall eines Brückenbaues wünschenswerth ist, daß sowohl die Zusammendrückung des Bodens, als auch die der Mörtelfugen in den Pfeilern und Widerlagern zu Stande kommt, ehe mit Herstellung der Bögen begonnen wird, so sollten alle Pfeiler, sobald sie bis zur Kämpferhöhe erbaut sind, provisorisch mit einer den später herzustellenden Brückenbögen mindestens gleichkommenden Last beschwert werden, und in diesem Zustande womöglich einige Monate hindurch, unter Einlassung des Wassers in die Fangedämme, gelassen werden. Wenn das Setzen in Folge des vereinten Einflusses des Wassers und der Belastung vorüber ist, kann mit Ausführung der Bögen begonnen werden. Ueber den Verlauf und den Grad der erfolgten Senkung gewinnt man durch Nivellements Kenntniß, die vor dem Belasten und in gleichen Zeitabschnitten nachher, anzustellen sind. Die Pfeilerbelastung sollte schließlich in demselben Maße wieder entfernt werden, als die Ueberbrückung der Oeffnungen zwischen den Pfeilern vorwärts schreitet, um die Belastung des Baugrundes möglichst gleichförmig zu erhalten.

Nicht minder wichtig wie die Anwendung von Vorsichtsmaßregeln einen ruhigen Stand, oder eine unwandelbare Grundung für Pfeiler und Widerlager zu erzielen, ist die geschickte mechanische Ausführung der Bögen einer Brücke und besonders die gewölbter oder steinerner Bögen. Könnten bei diesen die Wölbsteine mit vollkommener Genauigkeit in die verlangte konische Gestalt gearbeitet und sodann in unmittelbare Berührung mit einander gebracht werden, ohne Hilfe jedweden Mörtels oder Cements, wie dies bei den Römern und den Erbauern der cyklopischen Werke des Alterthums häufig geschah, so würde man Gewölbe von höchster Vollkommenheit erhalten. Sie würden an und für sich keinem Setzen unterworfen sein, und ihre Form ungeändert behalten, so lange als das Material zu dauern vermag.

Da man jedoch in der Praxis den Mörtel zwischen den Wölbfugen nicht gänzlich entbehren kann, so begnügt man sich, diese so schwach als möglich zu machen, um für ein nachträgliches Setzen des Bogens, in Folge der Pressung in den Fugen, nur wenig Raum zu lassen.

Durch sorgfältige Beachtung dieser Setzungsverhältnisse ist es bereits gelungen, Bögen von 200 Fuß Spannweite und kaum 2½ Zoll Senkung im Scheitel, auszuführen.

Zur Unterstützung der Wölbsteine, während des Aufwölbens eines Steinbogens (gußeiserne Brückenbögen stehen hierin den Steinbögen gleich), und bis zum Eintreiben der Schlußsteine, ist ein Wölb- oder Lehrgerüste erforderlich, dessen Oberfläche genau der innern Wölbfläche des beabsichtigten Bogens entspricht, und vermöge dessen die daraufgelegten Wölbsteine so weit als möglich, in der ihnen bestimmten Lage, bis zur Schließung des Gewölbes erhalten werden.

Die Lehrgerüste jeder Größe sollten nothwendiger Weise mit größter Sorgfalt und auf solche Weise construirt werden, daß das Gewicht der Wölbsteine ihre Form nicht verändert. Dieser Anforderung ist jedoch mit einem so elastischen Materiale wie Holz ist, sehr schwer, ja kaum zu genügen, zumal da die Belastung der Wölbgerüste anfänglich nur auf einen verhältnißmäßig kleinen Theil ihrer Oberfläche ausgebreitet wird. Daher ist es nicht blos rathsam, sondern auch nothwendig, selbst wenn die Construction der Lehrgerüste mit Aufmerksamkeit geschehen ist, auf den Scheitel oder die Mitte derselben eine vorläufige Belastung zu bringen und dadurch dem Bestreben der Lehrbögen entgegenzuwirken, in Folge der zunehmenden Belastung ihrer Schenkel, im Scheitel aufzusteigen.

Bei den Lehrgerüsten der von Perronet construirten Neuillybrücke war wegen ihrer besonderen Constructionsweise jenes Aufsteigen so beträchtlich (beinahe 2 Fuß), daß zu einer Menge von Hilfsmitteln gegriffen werden mußte, dem Zerdrücken des Gerüstes und dem Einsturze der Gewölbe vorzubeugen.

Für jedes Lehr- oder Wölbgerüste eines Bogens ist es nöthig, Mittel zu besitzen, dasselbe nach Schließung des Bogens sobald als zulässig, allmälig und gleichmäßig nieder zu lassen, damit eine ebenso gleichmäßige Setzung des Bogens erfolgen könne. Diese Operation wird im technischen Sprachgebrauch mit Ausrüsten der Bögen, Lüften oder Herausschlagen des Lehrgerüstes bezeichnet. Mit letzterem Ausdrucke deshalb, weil diese Gerüste gewöhnlich auf Keilen ruhen, die man zurückschlägt und somit das allmälige Sinken hervorbringt.

Um noch einige praktische Vorkehrungen zu erwähnen, welche bei Erbauung größerer Stein-Brücken mit gutem Erfolge angewendet worden, und daher sehr zu empfehlen sind, sei der Kühnheit ihres Bogens wegen, die Beschreibung der Grosvenorbrücke über den Deefluß bei Chester gewählt. Die Bogenlinie dieser Brücke ist in Fig. 13 Taf. 9 mit Nr. 10 bezeichnet und die hauptsächlichsten Maaße derselben sind in der Tabelle II enthalten. Die Figur 3 Taf. 10 giebt eine Ansicht der Brücke und Fig. 4 den Längsdurchschnitt einer Hälfte des Bogens mit dem betreffenden Widerlager. Auch sieht man in dieser Figur die Construction des Lehrgerüstes, über welches der Bogen gewölbt wurde. Das Widerlager am linken oder südlichen Ufer des Dee, so wie der größere Theil jenes auf dem gegenüberliegenden, nördlichen Ufer (Fig. 4, Taf. 10), ist auf festen Felsen gegründet. Bei letzterem hört nämlich der Felsengrund bei A plötzlich auf und wird durch eine Schicht trockenen Sandes ersetzt. Es wurde deshalb für nothwendig befunden, Pfähle für die Unterstützung des hinteren Theiles dieses Widerlagers zu schlagen. Aus dem Durchschnitt (Fig. 4) sieht man ferner, wie der Bogen in die Widerlagsmauerung hinein, fortgeführt ist, indem deren Schichten, wie an dem äußerlich sichtbaren Bogen, radial gerichtet sind bis sie die Felsenfläche treffen, in die sie stufenförmig eingreifen.

Wie schon erwähnt, erleidet die Form eines Gewölbes in Folge der Zusammendrückung des Mörtels zwischen den Wölbfugen, während des Ausrüstens stets mehr oder weniger eine Veränderung, eine Senkung, die in der Nähe des Bogenscheitels am bemerkbarsten ist. Je geringer gegen die Anfänge eines Bogens hin, die Neigung seiner Lagerflächen ist, ein desto kleinerer Theil seines Gewichts ruht während des Wölbens auf dem Lehrgerüste und ein desto größerer auf den Widerlagern des Bogens. Es erfolgt daher bis zu einem gewissen Grade, schon während des Baues, die Zusammendrückung der Wölbfugen in den Bogenschenkeln. Je weiter die Wölbung des Bogens sich dem Bogenscheitel nähert und je flacher ein Bogen überhaupt ist, desto mehr belastet er das Lehrgerüste; bis schließlich durch das Lüften desselben die Wölbfugen der Pressung ausgesetzt werden, vermöge welcher die Senkung des Bogenscheitels erfolgt. Wenn der Scheitel eines Bogens einsinkt, so streben die Wölbsteine daselbst an der äußeren Wölbseite und die an den Gewölbschenkeln an der inneren Wölbseite zu kanten (Fig. 10, Taf. 9). Die Folge davon zeigt sich im Oeffnen der Fugen, in den Gewölbschenkeln auf der äußeren Wölbfläche, und in der Scheitelgegend an der inneren Wölbfläche des Gewölbes. Sehr häufig werden bei dieser Erscheinung auch Schalen oder Stücke von Wölbsteinen, an den Drehkanten losgesprengt.

Bei der Chesterbrücke wurde dem Oeffnen der Fugen dadurch vorgebeugt, daß man 1) zwischen die Lagerflächen von beiden Widerlagern an aufwärts, bis zu den Stellen der sogenannten Brechpunkte, die ungefähr beim ersten Drittel des Bogens angenommen wurden, dünne Bleitafeln einlegte; 2) daß außerdem noch zwischen die ersten beiden Wölb-

schichten Keile, ebenfalls von Blei gelegt wurden, deren Dicke von 1½ Zoll an der inneren Wölbseite, bis auf Nichts an der äußeren Wölbseite auslief (Fig. 5, Taf. 10). Als sich nun der Bogen beim Lüften des Lehrgerüstes zusammensetzte, wurde das nachgiebige Blei zusammengedrückt und dadurch bewirkt, daß sich die Pressung gleichmäßig über die Fugenflächen verbreitete und die Fugen sich deshalb nicht öffneten.

Bei Einsetzung der Schlußsteine wurde noch folgende Vorkehrung getroffen, um noch vor der Lüftung des Wölbgerüstes die Scheitelfugen schon um Etwas zusammendrücken zu können: Ueber jeden der die beiden Nachbarschichten der Schlußsteinreihe bildenden Wölbsteine wurden drei dünne Streifen Blei gelegt. Hierauf jeder Schlußstein mit einer Art dünnem Kitt, aus Bleiweiß und Oel bestehend, bestrichen und an den ihm bestimmten Platz mit Hilfe einer kleinen Pfahlramme eingetrieben. Die Bleistreifen erleichterten dabei das Gleiten, indem sie verhinderten, daß sich die Steine gegen einander rieben.

Das Wölbgerüste für diesen berühmten Brückenbogen unterschied sich von allen bis dahin ausgeführten durch die besondere Form seiner Construction. Es wurde von vier temporär in den Fluß gebauten Steinpfeilern, von denen zwei in Fig. 4, Taf. 10 angedeutet sind, getragen. Von der Oberseite dieser Pfeiler liefen hölzerne Säulen fächerförmig aus, deren untere Enden in gußeiserne Schuhe zusammengefaßt, auf den Pfeilern befestigt waren, und deren obere Enden vermöge der aus Blanken gebildeten Biegen in nahezu gleichen Abständen gehalten wurden. Die gegenseitige fächerförmige Anordnung dieser Centralsäulen war außerdem noch durch Zangen DD (Fig. 4) gesichert. Sechs solcher fächerartigen Wände standen in gleichen Zwischenräumen nach der Brückenbreite, und waren in dieser Richtung angemessen mit einander verbunden. Die Schaalhölzer EE, von denen unter jeder Wölbschicht eins lag, ruhten auf Gegenkeilen, so daß durch Zurückschlagen derselben jeder Bogentheil nach Belieben allmälig frei gemacht werden konnte. Dieses Lehrgerüst war dem Nachtheile so vieler anderen Constructionsformen nur höchst wenig unterworfen, in Folge der ungleichen Vertheilung der Belastung während der Bogenwölbung, seine Form zu verändern. Wegen einer noch ausführlicheren Beschreibung dieser Brücke und detaillirten Zeichnungen ist auf das Werk: Transactions of the Civil-Engineers Institut. Vol. I., Seite 207, zu verweisen.

Jene Maßregel, Bleitafeln zwischen die Wölbfugen einzuschalten, ist auch bei dem Baue der Brücke über die Dora Riparia bei Turin angewendet worden. Hier waren die Wölbsteine von Granit und wurden in der Weise auf das Lehrgerüste gelegt, daß die Lagerfugen in den Gewölbschenkeln, an der inneren Wölbfläche weiter als auf der Rückseite, die in der Gegend der Brechpunkte parallel, und jene im Scheitel an der äußeren Wölbfläche weiter als an der inneren, verblieben. Man verwendete keinen Mörtel zwischen den Fugen, sondern hielt die Wölbsteine in gegenseitigen Abständen durch Keile von Eisen und Blei. Nach Schließung des Bogens wurde ein dickflüssiger Cement aus gleichen Theilen Kalk und feinem Sand in die Fugen gegossen, und nachdem dieser binnen zwanzig Tagen fest geworden, schlug man das Wölbgerüst heraus. Das Gewölbe senkte sich dabei mit großer Regelmäßigkeit 4,4 Zoll. Nachdem dann 3000 Tons Ballast gleichmäßig über das Gewölbe vertheilt und während vier Monaten darauf gelassen worden war, kamen zur vorigen Senkung noch 1,6 Zoll hinzu. Diese Brücke ist ebenfalls ausführlich in den: Transactions of the Civil-Engineers Instit. Vol. II., Seite 183 beschrieben.

Für die Herstellung von Brückenbögen aus Bruch- und Hausteinen ist ein Lehrgerüst zur Stützung der Wölbsteine, bis die Schlußsteine eingesetzt sind, unentbehrlich. Jedoch bei Ziegelbögen und solchen aus Eisen, läßt sich ein Lehrgerüst nach dem Verfahren, welches vor einigen Jahren Isambard Brunel vorgeschlagen, und zunächst nur an einem großen Probebogen aus Ziegeln selbst zur Ausführung gebracht hat, entbehren. Dieses Verfahren besteht nämlich darin, daß, nachdem die Pfeiler einer Brücke auf gewöhnliche Weise bis zur Kämpferhöhe aufgeführt sind, die beiden Bogenhälften links und rechts jedes Pfeilers gleichzeitig angelegt, und gleichmäßig oder einander immer symmetrisch fortgesetzt werden, so daß sie sich stets gegenseitig balanciren. Um dabei den erforderlichen Halt der werdenden Bögen herzustellen, werden in der Längsrichtung der Brücke zwischen die Ziegelschichten Streifen Bandeisen, und über die Lagerflächen der Wölbschichten, von Zeit zu Zeit Latten gelegt, um welche man die Enden der Eisenbänder herumbiegt.

Nach Brunel's Vorschlag sollen ferner die Bögen aus Ziegeln auf diese Weise nur auf eine Breite von etwa 4 Fuß hergestellt werden. Zur Sicherung der gewünschten Bogenform bedient man sich dabei einer Brett-Chablone, die von Zeit zu Zeit eingehalten wird. Wenn ein so schmaler Bogen vollendet ist, d. h. seine beiden Schenkel im Scheitel zusammenstoßen und daselbst gehörig vereinigt, oder geschlossen sind, dann erst soll derselbe auf die beabsichtigte Breite durch Anbauen von etwa 18 Zoll breiten Streifen (Fig. 6) an seine beiden Stirnseiten ausgedehnt werden.

Auf diese Weise hat Brunel wirklich zwei Bogenschenkel praktisch ausführen lassen, von denen Fig. 7 die Ansicht giebt. Die Ziegel wurden dabei in Mörtel verlegt. Die Streifen von Bandeisen waren 1½ Zoll breit und $^1/_{12}$ Zoll dick. Neben ihnen wurden auf erwähnte Weise Latten von Tannenholz verwendet. Der Radius jedes Bogens betrug 177 Fuß. Der ganze Bau hatte nur eine Breite von 4 Fuß 6 Zollen und erreichte auf jeder Seite des Pfeilers eine

Länge von 40 Fuß. Der eine Schenkel wurde später noch um weitere 20 Fuß, also bis auf 60 Fuß verlängert, während der andere wegen Mangel an Raum ein Gegengewicht von 28½ Tons erhielt. Da dieser ganze Bau durchaus keine besondere Gründung hatte, so verursachte eine in der Nähe seines Fußes gemachte Ausgrabung, daß sich bei AA (Fig. 8, Taf. 10) Risse bildeten. Obgleich diese vollständig durch die ganze Breite der Mauerung reichten, so daß man Licht hindurch sehen konnte, stand der Bau in diesem Zustande noch länger als drei Jahre, nach welcher Zeit der längere Schenkel, während des harten Frostes im Januar 1838, in Folge der ausdehnenden Gewalt des vorher eingedrungenen und gefrorenen Wassers, herabstürzte. Fig. 8 zeigt das Bild dieses Baues nach dem Einsturze. —

Apparat zur Gruben-Ventilation.

Erfunden von Theodor Lemielle in Ardenne in Belgien.

Von

Gustav Werther,

Civil-Ingenieur.

(Hierzu Figur 9 und 10. Tafel 10.)

Es ist sowohl aus Gründen der Humanität als auch der Oekonomie nothwendig, in Bergwerken dafür zu sorgen, daß sowohl die durch den Athmungsprozeß der Bergleute, Pulverdampf, u. s. w. verdorbene Luft, als auch, wie besonders in Kohlengruben, die entzündbaren und sonst gefährlichen Wetter durch einen Strom frischer Luft ersetzt werden.

Die Mittel, deren man sich zu diesem Zwecke bedient, versteht man im Allgemeinen unter dem Namen: Ventilatoren. Dieselben sind je nach Princip und ihrer Construction, so wie demgemäß in ihrer Wirkung, sehr von einander verschieden.

Je kräftiger und gleichmäßiger die Luftströmung ist, welche ein Ventilator zu bewirken vermag, desto besser erfüllt er seinen Zweck.

Die Ventilatoren nach Fabry's Construction sind in dieser Beziehung bis jetzt noch unübertroffen. Man findet sie daher auf den Kohlenwerken Belgiens häufig in Anwendung. Sie fördern bei angemessenen Dimensionen in der Secunde durchschnittlich 9 bis 10 Cubikmeter (à circa 43 sächs. Cubikfuß) Luft, bewirken (je nach der Größe der Streckenquerschnitte verschieden) 3 bis 5 Meter Geschwindigkeit der Luftströmung, 6 bis 7 Centimeter Depression einer Wassersäule und erfordern zu ihrer Bewegung bei gewöhnlich 30 bis 33 Umdrehungen in der Minute, eine Dampfmaschine von 12 Pferdekräften. Die Anschaffungskosten eines solchen Ventilators belaufen sich, incl. Dampfmaschine und Herstellung eines Ueberbaues für diese und den Ventilator, nahezu auf 3000 Thaler. Zur Bestreitung der Betriebs- und Unterhaltungskosten sind jährlich gegen 430 Thlr. erforderlich. —

In wie weit der in Figur 1 und 2 dargestellte und im Nachfolgendem näher beschriebene, von Theodor Lemielle in Ardenne in Belgien erfundene Ventilator seinem Zwecke entspricht, und den Fabry'schen Ventilatoren nachkommt, wird die Zukunft entscheiden; denn zur Zeit stehen dieser Erfindung, ihrer Neuheit wegen, noch zu wenig praktische Erfahrungen zur Seite. Dieselbe ist für Belgien patentirt.

In einer ansehnlichen Maschinenfabrik Belgiens, durch welche schon eine große Zahl Fabry'scher Ventilatoren geliefert worden ist, hielt man dafür, daß der Lemielle'sche Ventilator den Fabry'schen Concurrenz machen würde.

Derselbe besteht in einem Cylinder (1,1 Figur 9 und 10, Taf. 10) aus Kesselblech oder Gußeisen, in welchen statt der Böden zwei Speichenräder (2,2) eingesetzt sind, auf deren Umfange der Cylinder befestigt ist. Diese Trommel nun, ist drehbar um die Schenkel einer in den Lagern 9,9 mittelst Keilen festgehaltenen, in ihrer Mitte gekröpften Are (8,8,8). Um diese Drehung zu bewirken, ist ein großes Zahnrad (II,II) mit einem der Speichenräder (2,2) in der Weise vereinigt, daß, wenn jenem durch ein Getriebe III Bewegung mitgetheilt wird, dieselbe sich auch dem Cylinder oder der Trommel (1,1,2,2) mittheilt.

Auf der Mantelfläche des Cylinders sind in gleichen Abständen von einander sechs nach der Oberfläche des Cylinders gekrümmte Flügel oder Schaufeln (3,3,3, Fig. 9) mittelst charnirartiger Gelenke 4,4,4 angeheftet und an der abgedrehten Stelle o (Fig. 9 und 10) der schon erwähnten

gekröpften Achse 8,8, sind sechs gleichlange Zugstäbe (6,6,6), vermöge sogenannter schwingender Lager angelenkt, von denen je einer bei s, mit einem der gekrümmten Flügel (3,3) ebenfalls charnirartig verbunden ist.

An den Stellen, wo diese Zugstäbe den Cylinder (1,1) durchschneiden, befinden sich entsprechende Schlitze (7,7,7, Fig. 10). Dieselben sind auf der Außenseite des Cylinders mit Lederstreifen lippenartig bedeckt, damit von den Schlitzen nie mehr offen sei, als die Zugstangen gerade einnehmen. Durch die gleiche Länge der Zugstäbe erhält jeder der Flügel eine andere Stellung; jedoch liegen die freien Kanten derselben sämmtlich im Umfange eines Kreises (m,M, n,n, M,m), dessen Mittelpunkt in e (Fig. 9) ist, wo sich die Kröpfung der Achse 8,8 befindet.

Wird nun die Trommel in Richtung des Pfeiles, d. i. von Links nach Rechts in Bewegung versetzt, so wird nach Verlauf einer Revolution jeder der Flügel, nach und nach, ein Mal die in Fig. 9 vorgestellten Lagen durchlaufen haben. Denn die Kanten bei 4,4 auf der Cylinderoberfläche rücken mit derselben fort, während die gegenübergelegenen, d. i. bei 5,5, durch die Zugstäbe (6,6) von deren Drehpunkte e aus, geleitet werden.

Die Kanten der Flügel sind mit Lederstreifen besetzt, welche leicht an der inneren Seite des den ganzen Apparat umschließenden cylindrischen Mantels (m,M,n,n,M,m Fig. 9; N,M, N′,M′, Fig. 10) gleiten und die Abdichtung der sich mit Luft füllenden Abtheilung zwischen zwei Flügeln, hinreichend gut bewirken.

Ueber der Oeffnung des Verbindungscanales des Apparates mit dem Wetterschachte, also zwischen m,m Fig. 9, ist ein Theil der Umschließung hinweggelassen. Ebenso zwischen n,n, wo die Luft, welche sich innerhalb des Raumes o,M, p,v,u eingeschlossen befindet, entweicht.

Bei einer Umdrehung des Cylinders werden sechs solcher Volumina Luft geschöpft.

Die Böden (NN, und MM, Fig. 10) der den ganzen Apparat umschließenden Hülle sind excentrisch ringförmig durchbrochen, wie man in Fig. 9 sehen kann. In dieser Figur ist der eine dieser Bögen (NN, oder dd, Fig. 10) als abgenommen gedacht.

Bei dem in den Figuren dargestellten Ventilator, hat der Cylinder (1,1) einen Durchmesser von 2,3 Meter, bei einer Länge oder Tiefe von 2 Meter; die Excentricität oder Kröpfung der Achse, um deren Schenkel sich der Cylinder oder die Trommel dreht, beträgt 0,42 Meter. Sonach holen die Flügel, während einer halben Revolution, bis kurz vorher ehe die von je zweien eingeschlossene Luft entweicht, 0,84 Meter weit aus. Der Durchmesser des Mantels, welcher den Flügelapparat umschließt, beträgt 3,2 Meter und die Höhe des obersten Punktes n über dem Fußboden 2,2 Meter.

Das Volum o,M,p,u,v der geschöpften Luft beträgt der Berechnung nach gerade 3 Cubikmeter oder nahezu 129 sächs. Cubikfuß, und bei der mittleren Zahl von 30 Umdrehungen in der Minute 540 Cubikmeter oder 23220 sächs. Cubikfuß. Dabei findet eine Wassersäulendepression von 10 bis 12 Decimeter statt. Eine 12pferdige Dampfmaschine dient diesem Ventilator gleichfalls als Motor. Die Kosten eines solchen sind ziemlich die nämlichen, wie bei einem Ventilator nach Fabry's Construction.

Neue Versuche über die Bewegung des Wassers in Röhrenleitungen bei kleinen Druckhöhen.

Von

Dr. G. Zeuner.

Die Theorie über den Ausfluß des Wassers aus Gefäßen dient zwar auch bei Betrachtung des Ausflusses aus Leitungsröhren zur Grundlage, doch kommt im letztern Falle noch das Hinderniß in Betracht, welches die Röhrenwände durch Reibung, Adhäsion oder Klebrigkeit des Wassers an denselben der Bewegung des Wassers entgegensetzen. Die Größe dieses Hindernisses, das man im Allgemeinen mit dem Namen Reibungswiderstand bezeichnet, ist von bedeutendem Einflusse auf die Rechnungsresultate, so daß es unbedingt nothwendig ist, selbst bei angenäherten Rechnungen, wie sie in der Praxis bei Betrachtung der Bewegung des Wassers in Leitungsröhren vorkommen können, auf diesen Widerstand Rücksicht zu nehmen.

Um den Reibungswiderstand in Rechnung ziehen zu können, ist sowohl zu untersuchen, in welcher Weise dieser Widerstand von den Dimensionsverhältnissen der Röhrenleitung abhängt, als auch durch besondere Versuche die Größe dieses Widerstandes zu ermitteln; aus diesen Beob-

achtungen würde dann eine Formel abzuleiten sein, durch welche man aus den Dimensionen und der Lage einer Wasserleitung die ausfließende Wassermenge oder aus dieser und den übrigen Verhältnissen die Weite oder das Gefälle berechnen kann. Von einer solchen Formel verlangt man aber nicht nur, daß die durch sie erhaltenen Resultate möglichst genau mit den Versuchsresultaten übereinstimmen, sondern auch, daß sie durch möglichste Einfachheit in ihrer Form dem Praktiker die Lösung von Aufgaben, wie sie ihm in Betreff vorliegenden Gegenstandes gestellt werden können, erleichtern.

Den früher auf Grund der Versuche von Couplet, Bossut und Du Buat von Prony, Woltmann, Eytelwein, D'Aubuisson u. A. aufgestellten Formeln fehlt entweder die für die Ausübung so sehr nöthige Einfachheit, oder die Rechnungsresultate weichen zum Theil bedeutend von den Beobachtungsresultaten ab. Die einfachste und mit den Versuchen unter den bekannten Formeln am besten übereinstimmende Formel ist von Weisbach aufgestellt worden (Weisbach, Ingenieur- und Maschinenmechanik, Bd. II, S. 531); da die Form derselben sich auch aus meiner Versuchsreihe als die beste ergeben hat und nur die Constanten der Weisbach'schen Formel durch meine Versuche eine Aenderung erleiden, so soll unten näher auf dieselbe eingegangen werden.

Alle Hydrauliker nehmen auf Grund gemachter Beobachtungen als richtig an, daß der Reibungswiderstand der Länge l direct und der Weite d der Leitung umgekehrt, also dem Verhältnisse $\frac{l}{d}$ proportional ist. Ueberdies hat man noch gefunden, daß das Hinderniß nahe mit dem Quadrate der Geschwindigkeit v des Wassers wächst. Drückt man nach dem Vorgange Eytelwein's den Reibungswiderstand durch die Höhe h_1 einer Wassersäule aus, welche von der gesammten vorhandenen Druckhöhe abzuziehen ist, um die zur Erzeugung der verlangten Ausflußgeschwindigkeit v nöthige Höhe zu erhalten, so läßt sich die Reibungswiderstandshöhe setzen:

$$h_1 = \zeta \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

in welcher Formel ζ den durch Versuche zu bestimmenden Reibungscoefficienten bezeichnet.

Von der gegebenen Druckhöhe ist überdies auch noch eine andere Widerstandshöhe abzuziehen, welche zur Ueberwindung des Widerstandes beim Eintritt des Wassers in die Röhre nöthig ist und durch die Formel:

$$h_2 = \zeta_1 \frac{v^2}{2g}$$

bestimmt wird, in welcher ζ_1 den sogenannten Eintrittscoefficienten bezeichnet. Dieser Widerstand ist zwar, besonders bei langen Röhren, im Verhältniß zum Reibungswiderstand klein, muß aber bei genaueren Berechnungen Berücksichtigung finden. Um also bei gegebener Länge l und Weite d einer Röhrenleitung eine gegebene Ausflußgeschwindigkeit v oder eine gegebene Wassermenge Q zu erhalten, ist das Gefälle:

$$h = \frac{v^2}{2g} + \zeta_1 \frac{v^2}{2g} + \zeta \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} \text{ oder}$$

$$1)\ h = \left(1 + \zeta_1 + \zeta \frac{l}{d}\right) \frac{v^2}{2g} \text{ nöthig.}$$

Ist hingegen h gegeben, so bestimmt sich

$$2)\ v = \frac{\sqrt{2gh}}{\sqrt{1 + \zeta_1 + \zeta \frac{l}{d}}}$$

und hieraus die Wassermenge $Q = Fv$.

Ist für bestimmte Fälle der Eintrittscoefficient ζ_1 und der Reibungscoefficient ζ bekannt, so lassen sich mit Hilfe vorstehender Formeln alle Aufgaben lösen, die in Betreff der Bewegung des Wassers in geraden Röhrenleitungen aufgestellt werden können. (In Betreff der drei Hauptaufgaben, welche bei Betrachtung der Bewegung des Wassers in Röhrenleitungen vorkommen, s. Weisbach, Ingenieur- und Maschinenmechanik, Bd. I, S. 533.) Da der Reibungscoefficient ζ den Beobachtungen gemäß, von der Geschwindigkeit v des Wassers in den Röhren abhängig ist, und zwar abnimmt, wenn die Geschwindigkeit v wächst, so ist daraus zu schließen, daß der Reibungswiderstand nicht blos mit dem Quadrate, sondern noch mit einer andern Potenz der Geschwindigkeit wächst. Prony, Eytelwein und D'Aubuisson nehmen nach Coulomb an, daß der Reibungswiderstand aus zwei Gliedern bestehe, von denen das eine Glied der einfachen und das zweite Glied dem Quadrate der Geschwindigkeit proportional sei. Sie erhalten für die Reibungswiderstandshöhe die Formel:

$$h_1 = (\alpha v + \beta v^2) \frac{l}{d}$$

und haben die beiden constanten Werthe α und β aus den bis dahin bekannten 51 Versuchen von Couplet, Du Buat und Bossut berechnet. Weisbach vermehrte die Anzahl der Versuche um 11 eigene und einen von Gueymard in Grenoble, und stellte eine neue Formel zur Bestimmung der Widerstandshöhe auf, nach welcher der Reibungswiderstand, wie das Quadrat und wie die Quadratwurzel aus dem Cubus der Geschwindigkeit wächst. Die Formel, welche die Form

$$h_1 = \left(\alpha + \frac{\beta}{\sqrt{v}}\right) \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}$$

hat und in welcher die Coefficienten $\alpha = 0{,}01439$ und $\beta = 0{,}0094711$ für Metermaß aus den erwähnten 63 Ver-

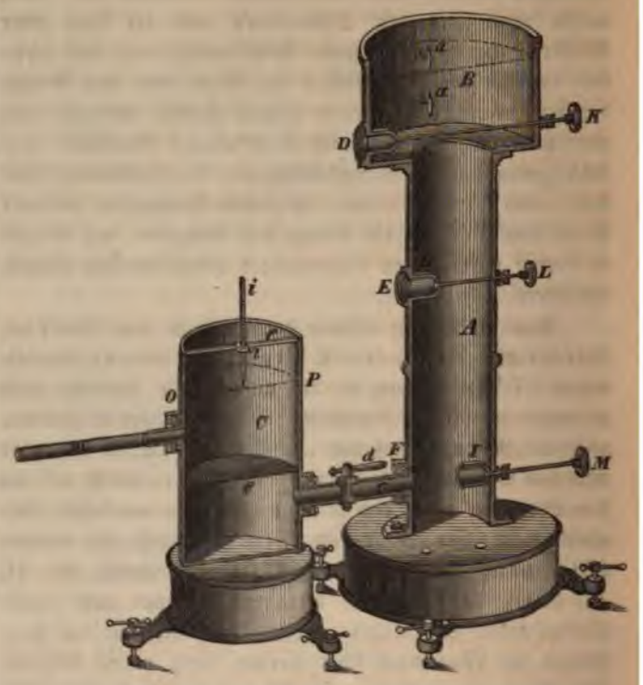
ſuchen mit Hilfe der Methode der kleinſten Quadrate berechnet ſind, ſtimmt unter den bisher benutzten Formeln am beſten mit den Verſuchsreſultaten.

Vergleicht man die Widerſtandscoefficienten, welche ſich aus den 63 Verſuchen obengenannter Hydrauliker ergeben, unter einander und reiht man die Verſuche ſo an einander, daß jeder folgende Verſuch einer größern Geſchwindigkeit angehört, ſo bemerkt man im Allgemeinen mit dem Wachſen der Geſchwindigkeit des Waſſers in den Leitungsröhren ein Abnehmen der Reibungscoefficienten; die einzelnen Glieder der Reihe ſind aber ſehr ſtarken Schwankungen unterworfen, ſo daß man auf die Vermuthung geführt wird, daß viele der ältern Verſuche, die aus verſchiedenen Zeiten, von verſchiedenen Beobachtern herrühren, nicht vollſtändig genügen, wenn ein beſtimmtes Geſetz für die Größe der Reibungscoefficienten für verſchiedene Geſchwindigkeiten des Waſſers gefunden werden ſoll.

Ohne Zweifel ſind die Differenzen zum großen Theil in der Methode zu ſuchen, nach welcher die Verſuche ausgeführt wurden und nach welcher es äußerſt ſchwierig iſt, das Waſſer vor der Einmündung der Röhren immer auf gleicher Höhe, alſo die beſtimmte Druckhöhe während der Dauer des Verſuchs genau conſtant zu erhalten. Von beſonderm Einfluß mußte ein Schwanken des Waſſerſpiegels vor der Einmündung bei ſolchen Verſuchen ſein, bei welchen die Druckhöhe, alſo auch die Geſchwindigkeit des Waſſers in den Röhren ſehr klein iſt, und dies zeigt auch ſogleich ein Blick auf die bis jetzt bekannt gewordenen Verſuche, bei welchen gerade für kleine Waſſergeſchwindigkeiten die Differenzen zwiſchen den beobachteten und den nach den empiriſchen Formeln berechneten Werthen des Reibungscoefficienten ζ am größten ſind.

Es erſchien daher zweckmäßig, die Verſuche über den Reibungswiderſtand des Waſſers in Leitungsröhren nochmals aufzunehmen, umſomehr, als Herr Prof. Weisbach in neuerer Zeit einen Apparat angegeben hat, mittelſt welchen man den Ausfluß des Waſſers unter conſtantem Drucke mit weit größerer Sicherheit beobachten kann, als dies nach der bisherigen Methode der Fall war. Bei dieſen Verſuchen machte ich mirs zur Aufgabe, die Bewegung des Waſſers in den Röhren, nur unter kleinen Druckhöhen, alſo mit geringer Geſchwindigkeit erfolgen zu laſſen, theils weil die bisher bekannten Verſuche gerade unter dieſen Verhältniſſen große Abweichungen zeigen, theils weil in dieſem Falle die Reibungscoefficienten beſonders variiren und daher mit Hilfe der Methode der kleinſten Quadrate mit größerer Sicherheit eine brauchbare, möglichſt genau an die Verſuche ſich anſchließende empiriſche Formel aufgeſtellt werden kann.

Der Weisbach'ſche Apparat, mit welchem ich meine Verſuche ausführte, iſt in nachfolgender Figur monodimetriſch im Durchſchnitt abgebildet; er beſteht zunächſt aus



einem gußeiſernen Ausflußgefäße A mit 3 Mündungen D, E, F, in welche die verſchiedenartigſten Mundſtücke und Anſatzröhren eingeſetzt werden können und die, damit dies ohne Störung durch das Waſſer erfolgt, durch Schließungsklappen G, H, J mit Hilfe von Stielen K, L und M, welche in der Rückſeite des Apparates durch Stopfbüchſen gehen, verſchloſſen werden können. Im obern und weitern gut cylindriſch ausgebohrten Theile B, der eine innere Weite von 0,4 Meter und Höhe von 0,247 Meter hat, befinden ſich zwei verſtellbare Stifte a, a, welche an ihren obern Enden zugeſpitzt ſind, und dazu dienen, beim Durchgang des ſinkenden Waſſerſpiegels durch die Spitzen den Anfang und das Ende des Verſuchs anzuzeigen, oder mit andern Worten, die Entfernung beider Spitzen giebt die Höhe des Waſſercylinders an, welcher, während der Waſſerſpiegel durch Ausfluß des Waſſers aus einer der 3 Oeffnungen von der obern Spitze bis zur untern ſank, in der beobachteten Zwiſchenzeit ausgefloſſen iſt. Soweit hat Herr Prof. Weisbach den Apparat und ſeine Benutzung zu den verſchiedenſten hydrauliſchen Verſuchen ſchon a. a. O. (Ingenieur- und Maſchinenmechanik B. II. 578) beſchrieben, um aber mit Hilfe deſſelben zugleich Ausflußverſuche unter conſtantem Drucke anzuſtellen, ſind von ihm noch folgende Einrichtungen getroffen worden. An die untere Mündung, deren Mitte 1,043^m unter der obern Kante des Reſervoirs B liegt, iſt eine 0,24 Meter lange und 0,04 Meter weite Röhre c angeſchraubt, welche in ein cylindriſches, oben

offnes Gefäß C von Blech mündet, das eine Weite von 0,253^{m} und eine Höhe von 0,503^{m} hat. Mittelst eines Hahnes d, der mit der Hand leicht bewegt werden kann, kann man das Wasser aus dem Reservoir A mit beliebiger Geschwindigkeit in die Vorlage C übertreten lassen oder den Uebergang des Wassers ganz hemmen. Etwa 0,22^{m} über der Mitte des Rohres c befindet sich an der entgegengesetzten Seite der Vorlage C eine Oeffnung Q, in welche die Mundstücke und Röhren eingesetzt werden können, durch die man den Ausfluß des Wassers unter constantem Drucke beobachten will.

Zwischen der Einmündung des Rohres c und der Ausflußmündung war in der Vorlage C ein Sieb e eingesetzt, damit der Wasserspiegel OP durch das aus dem Reservoir A eintretende Wasser keine Schwankungen erlitt; überdies befand sich quer über der obern Kante der Vorlage ein Messingstäbchen f horizontal befestigt, das in der Mitte eine Durchbohrung hatte, durch welches ein anderes unten mit einer Spitze und auf seiner Länge mit einer Eintheilung versehenes Messingstäbchen i vertical auf und abgeschoben und mittelst einer Schraube festgestellt werden konnte.

Bevor auf die Versuche über Bewegung des Wassers in Röhrenleitungen näher eingegangen werden kann, ist es nöthig, die Vorversuche anzuführen, welche dazu dienten, die Größe des Eintrittscoefficienten ζ_1 zu bestimmen. Dieser Coefficient ist zwar schon durch andere Versuche bestimmt, es ließ sich aber erwarten und bestätigte sich durch die folgenden Versuche, daß derselbe für kleine Druckhöhen etwas größer sein würde, als er in den Lehrbüchern der Mechanik angegeben wird. Zur Bestimmung des Eintrittscoefficienten ζ_1 wurde in der Oeffnung Q der Vorlage eine kurze messingene Ansatzröhre von 7,5 Centimeter Länge und 2,5 Centimeter Weite, an welche später bei den Hauptversuchen die Leitung angeschlossen werden sollte, befestigt, und der Ausfluß des Wassers durch dieselbe in folgender Weise beobachtet.

Nachdem man das Messingstäbchen i mittelst der auf demselben befindlichen Theilung so mit Hilfe der Preßschraube l festgestellt hatte, daß die untere Spitze genau um eben so viel über der Mitte der Ausflußöffnung stand, als die für den Versuch angenommene Druckhöhe h betrug, wurde das Reservoir A und die Vorlage C ganz mit Wasser gefüllt, der Hahn d geschlossen und die Ausflußmündung geöffnet. Sobald der Wasserspiegel in der Vorlage bis an die Spitze des Stäbchens gesunken war, öffnete der eine Beobachter den Hahn d und sorgte durch fortwährendes Stellen des Hahnes dafür, daß während des Ausflusses aus dem Hauptreservoir A so viel Wasser in die Vorlage überging, daß der Wasserspiegel in derselben unverändert die Spitze berührte. Mit einiger Uebung läßt sich der Wasserspiegel in der Vorlage mit großer Sicherheit auf derselben Höhe erhalten und durch das eingesetzte Sieb erscheint der Wasserspiegel vollkommen ruhig und eben. Sobald bei Beginn des Versuches der Hahn d geöffnet ist, fängt der Wasserspiegel im Reservoir B an zu sinken, und ein zweiter Beobachter kann genau an der Secundenuhr beobachten, innerhalb welcher Zeit der Wasserspiegel von der obern bis zur untern Spitze der Stäbchen aa gesunken ist. Nennt man den Durchmesser des Reservoirs B = D, und die Entfernung der beiden Spitzen aa = H, sowie die beobachtete Zeit in Sekunden = t, so ergiebt sich die Wassermenge, welche pro Sekunde unter der constanten Druckhöhe h ausgeflossen ist:

$$Q = \frac{\pi D^2 H}{4.t}.$$

Da an unserm Apparate D = 0,4^{m} und H = 0,^{m}1203 war, so folgt für die in folgender Tabelle zusammengestellten Versuche:

$$Q = \frac{0{,}0151173}{t}$$

Setzt man ferner den Durchmesser der Ausflußöffnung = d, so folgt die effective Ausflußgeschwindigkeit

$$1)\quad v = \frac{D^2 H}{d^2 t} \text{ oder}$$

$$d = 0{,}025^{m}$$

und für D und H die bekannten Werthe eingeführt.

$$2)\quad v = \frac{30{,}79968}{t}$$

Theoretisch ist die Ausflußmenge pro Sekunde:

$$Q_1 = F\sqrt{2gh} = \frac{d^2\pi}{4}\sqrt{2gh}$$

Daher der Ausflußcoefficient μ:

$$\mu = \frac{Q}{Q_1} = \frac{4Q}{d^2\pi\sqrt{2gh}} \text{ d.i. für vorliegenden Fall}$$

$$3)\quad \mu = \frac{6{,}952742}{t\sqrt{h}}$$

In folgender Tabelle sind in der Columne 1 die Druckhöhen angegeben, unter denen der Ausfluß des Wassers durch das kurze Ansatzrohr beobachtet wurde. Die 2. Columne giebt die Mittel der beobachteten Zeiten, indem man jeden einzelnen Versuch dreimal wiederholte. In den übrigen Columnen finden sich die Ausflußgeschwindigkeiten, Ausflußmengen und Ausflußcoefficienten nach den eben gegebenen Formeln berechnet.

Tabelle I.

Nummer des Versuchs	1. Druckhöhe h Meter	2. Ausflußzeit t Sekunden	3. Ausflußgeschwindigkeit v Meter	4. Effective Ausflußmenge Q Cubikmeter	5. Ausflußcoefficient μ
1	0,163	21,16	1,4554	0,0007144	0,8138
2	0,153	22,	1,3999	0,0006871	0,8079
3	0,143	22,66	1,3591	0,0006671	0,8114
4	0,133	23,5	1,3105	0,0006433	0,8112
5	0,123	24,33	1,2658	0,0006213	0,8148
6	0,113	25,33	1,2158	0,0005968	0,8165
7	0,103	26,66	1,1552	0,0005670	0,8126
8	0,093	28,5	1,0806	0,0005304	0,8000
9	0,083	29,83	1,0089	0,0005068	0,8090
10	0,073	32,16	0,9576	0,0004701	0,8002
11	0,063	34,33	0,8971	0,0004404	0,8069
12	0,053	37,66	0,8177	0,0004014	0,8019
				Mittel der Ausflußcoefficienten	0,80885

Aus dem mittlern Ausflußcoefficienten berechnet sich endlich der Eintrittscoefficient ζ_1 nach der Formel

$$\zeta_1 = \frac{1}{\mu^2} - 1$$

woraus im vorliegenden Falle

$\zeta_1 = 0{,}5285$ folgt.

Vor Ausführung der Versuche über Bewegung des Wassers in der Röhrenleitung mußte ferner erst die mittlere Weite der Leitungsröhren untersucht werden. Die Leitung bestand aus 6 einzelnen Röhren von Zinkblech und hatte, wenn die einzelnen Röhren durch Müffe genau verbunden waren, eine Gesammtlänge von 10,323 Meter und den folgenden Untersuchungen gemäß eine mittlere Weite von 2,473 Centimeter. Um den mittlern Durchmesser der Leitung genau zu bestimmen, wurde jede einzelne Röhre an dem einen Ende verschlossen, vollständig mit Wasser gefüllt und dasselbe nach dem Ausgießen in ein andres Gefäß genau gewogen. Aus dem Gesammtgewichte des Wassers, welches die ganze Leitung füllte, und das den Untersuchungen gemäß 4,923 Kilogramm betrug, berechnete sich aus der bekannten Länge der Leitung der mittlere Durchmesser des in der Leitung befindlichen Wassercylinders oder mit andern Worten die mittlere Röhrenweite $d_1 = 0{,}02473^m$, und hieraus bestimmt sich endlich zur weitern Benutzung bei Berechnung des Reibungscoefficienten (siehe Tabelle II, Columne 7) das Verhältniß der mittleren Röhrenweite d_1 zur Länge l der Leitung

$$\frac{d_1}{l} = \frac{0{,}02473}{10{,}323} = 0{,}0023957 \quad \text{und}$$

$$\frac{l}{d_1} = 417{,}4.$$

Nach diesen Voruntersuchungen konnte man nun zu den Hauptversuchen selbst übergehen.

In die Mündung der Vorlage C wurde das oben bei der Untersuchung über die Größe des Eintrittscoefficienten benutzte Ansatzrohr eingesetzt und an dieses schloß sich die Röhrenleitung an, die, wie erwähnt, aus 6 einzelnen durch Müffe verbundenen Röhren bestand, und so auf, in den Erdboden eingeschlagene, Pfähle gelegt war, daß sie von der Vorlage aus um ein Geringes anstieg, damit sich während der Versuche keine Luftblasen im Innern der Röhren ansetzen konnten. Am Ende der Leitung war noch ein kurzes genau ausgebohrtes Messingmundstück von 2,46 Centimeter Weite angesetzt, um den Querschnitt der Ausmündung genau messen zu können. Am Ende der Leitung befand sich ein Piëzometer, welcher dazu diente, das Ansteigen genau zu bestimmen, also zu erfahren, um wie viel die Mitte der Ausmündung gegen die der Einmündung höher lag. Es wurde nämlich die Vorlage und Leitung mit Wasser gefüllt, die Ausmündung der Letztern und der Hahn d geschlossen und sowohl untersucht, wie viel die Mitte der Ausflußöffnung unter dem Wasserspiegel im Endpiëzometer lag, als auch wie hoch der Wasserspiegel in der Vorlage über der Mitte der Einmündung stand; die Differenz beider bestimmte das Ansteigen der Leitung, was im vorliegenden Falle 1,8 Centimeter betrug. Die Mitte der Einmündung lag 18,25 Centimeter unter der oberst Kante des an der Vorlage befindlichen Querstabes f, daher nach Obigem die Mitte der Ausflußmündung 16,45 Centimeter unter dieser Kante, und man konnte nun leicht das vertikale Maßstäbchen i für jeden Versuch so stellen, daß die vertikale Entfernung der untern Spitze dieses Stäbchens genau um soviel über dem Niveau durch die Mitte der Ausflußmündung stand, als die Druckhöhe betrug, unter welcher der Versuch ausgeführt werden sollte.

Die Ausführung der Versuche selbst geschah ganz in derselben Weise, wie es oben bei der Untersuchung des Eintrittscoefficienten ζ_1 beschrieben worden ist. Jeder Versuch wurde drei Mal wiederholt und aus den beobachteten Zeiten das Mittel genommen; die Columne unter 1 in der folgenden Tabelle II, enthält die Druckhöhen, unter denen die Bewegung des Wassers in der Röhrenleitung erfolgte und die in der Tabelle von ½ zu ½ Centimeter fortschreiten; die zweite Columne enthält die Mittel der beobachteten Ausflußzeiten und hieraus berechneten sich die Ausflußgeschwindigkeiten, Ausflußmengen und Ausflußcoefficienten, wie sie in Columne 3, 4 und 5 angegeben sind, nach den Formeln:

$$v = \frac{D^2 H}{d^2 t};\quad Q = \frac{D^2 \pi . H}{4.t} \text{ und } \mu = \frac{D^2 H}{d^2 \sqrt{2g}.t.\sqrt{h}} \text{ oder}$$

$$v = \frac{31{,}7272}{t};\ Q = \frac{0{,}015080}{t};\quad \mu = \frac{7{,}16278}{t.\sqrt{h}}$$

indem man für diese Versuche $D = 0{,}4^m$; $H = 0{,}12^m$ und $d = 0{,}0246^m$ einführte.

Aus den gefundenen Ausflußcoefficienten bestimmen sich die Widerstandscoefficienten ζ_2 in der 6. Columne nach der Formel:

$$\zeta_2 = \frac{1}{\mu^2} - 1.$$

Diese Widerstandscoefficienten beziehen sich aber auf Eintritt und Reibung zugleich, weshalb hieraus erst der Reibungscoefficient für Columne 7 besonders berechnet werden muß.

Nach Formel 1) (S. 85.) ergab sich für die Druckhöhe h, welche nöthig ist, um in einer Röhrenleitung von

Tabelle II.

Nummer	1 Druckhöhe. h Meter	2 Mittlere Ausflußzeit t Sekunden	3 Geschwindigkeit des Wassers v Meter	4 Effective Ausflußmenge per Sekunde Q Cubikmeter	5 Ausflußcoefficient μ	6 Widerstandscoefficient für Eintritt und Reibung ζ_2	7 Reibungscoefficient $\zeta = (\zeta_2 - \zeta_1)\frac{d_1}{l}$	8 $\frac{\zeta}{\sqrt{v}}$	9 $\frac{1}{\sqrt{v}}$	10 $\frac{1}{v}$	11 Berechneter Reibungscoefficient ζ_0	12 Differenzen $\zeta - \zeta_0$
1	0,019	233,9	0,1356	0,0000644	0,2221	19,260	0,04488	0,121869	2,715628	7,374630	0,04685	— 0,00197
2	0,024	206,4	0,1537	0,0000730	0,2240	18,928	0,04408	0,112441	2,550722	6,506180	0,04483	— 0,00075
3	0,029	186,2	0,1704	0,0000810	0,2259	18,597	0,04329	0,104868	2,422508	5,868544	0,04325	+ 0,00004
4	0,034	170,7	0,1858	0,0000883	0,2275	18,310	0,04260	0,098834	2,319942	5,382131	0,04199	+ 0,00061
5	0,039	158,6	0,2000	0,0000951	0,2287	18,121	0,04191	0,093711	2,236068	5,000000	0,04096	+ 0,00095
6	0,044	147,0	0,2158	0,0001026	0,2323	17,532	0,04074	0,087695	2,152654	4,633920	0,03994	+ 0,00080
7	0,049	139,0	0,2282	0,0001084	0,2328	17,453	0,04055	0,084883	2,093351	4,382121	0,03921	+ 0,00134
8	0,054	129,8	0,2444	0,0001162	0,2375	16,733	0,03882	0,078532	2,022784	4,091653	0,03834	+ 0,00048
9	0,059	123,8	0,2563	0,0001218	0,2382	16,625	0,03856	0,076176	1,975266	3,901678	0,03776	+ 0,00080
10	0,064	117,5	0,2700	0,0001283	0,2409	16,223	0,03760	0,072365	1,924501	3,703704	0,03714	+ 0,00046
11	0,069	112,3	0,2825	0,0001343	0,2428	15,961	0,03697	0,069564	1,881442	3,539823	0,03661	+ 0,00036
12	0,074	107,3	0,2957	0,0001405	0,2454	15,606	0,03612	0,066431	1,838970	3,381806	0,03609	+ 0,00003
13	0,079	103,7	0,3059	0,0001454	0,2457	15,559	0,03601	0,065109	1,808050	3,269042	0,03571	+ 0,00030
14	0,084	99,2	0,3198	0,0001520	0,2491	15,112	0,03494	0,061785	1,768320	3,126953	0,03522	— 0,00028
15	0,089	96,3	0,3294	0,0001566	0,2493	15,087	0,03488	0,060774	1,742361	3,035822	0,03490	— 0,00002
16	0,094	93,2	0,3404	0,0001618	0,2506	14,915	0,03447	0,059077	1,713978	2,937720	0,03455	— 0,00008
17	0,099	90,0	0,3525	0,0001675	0,2529	14,630	0,03378	0,056904	1,684304	2,836880	0,03419	— 0,00041
18	0,104	87,3	0,3634	0,0001727	0,2544	14,449	0,03335	0,055324	1,658852	2,751789	0,03388	— 0,00053
19	0,109	84,7	0,3746	0,0001780	0,2561	14,242	0,03285	0,053680	1,633864	2,669514	0,03357	— 0,00072
20	0,114	83,2	0,3813	0,0001812	0,2550	14,381	0,03319	0,053748	1,619446	2,622607	0,03339	— 0,00020
21	0,119	81,3	0,3902	0,0001855	0,2554	14,331	0,03307	0,052939	1,600871	2,562788	0,03316	— 0,00009
22	0,124	79,0	0,4016	0,0001909	0,2575	14,084	0,03248	0,051248	1,577986	2,490040	0,03288	— 0,00040
23	0,129	77,8	0,4078	0,0001938	0,2563	14,219	0,03280	0,051363	1,565945	2,452182	0,03273	+ 0,00007
24	0,134	75,5	0,4202	0,0001997	0,2591	13,888	0,03201	0,049376	1,542667	2,379820	0,03245	— 0,00044
25	0,139	74,0	0,4287	0,0002038	0,2596	13,836	0,03188	0,048694	1,527296	2,332633	0,03226	— 0,00038
							0,92185	1,787390	47,577776	93,233980		
							$= \Sigma(\zeta)$	$= \Sigma\left(\frac{\zeta}{\sqrt{v}}\right)$	$= \Sigma\left(\frac{1}{\sqrt{v}}\right)$	$= \Sigma\left(\frac{1}{v}\right)$		

der Länge l und der Weite d das Wasser mit der Geschwindigkeit v fortzuführen:

$$h = \left(1 + \zeta_1 + \zeta\frac{l}{d}\right)\frac{v^2}{2g}$$

woraus also der auf Ueberwindung der Widerstände nöthige Theil der Druckhöhe

$$\zeta_2\frac{v^2}{2g} = \left(\zeta_1 + \zeta\frac{l}{d}\right)\frac{v^2}{2g}$$

resultirt, oder es folgt der Coefficient ζ_2 für sämmtliche Widerstände in der Leitung, wie er in Columne 7 angegeben ist:

$$\zeta_2 = \zeta_1 + \zeta\frac{l}{d}$$

oder für die Weite d die oben bestimmte mittlere Weite $d_1 = 0{,}02473^m$ eingeführt, der Reibungscoefficient

$$\zeta = \left(\zeta_2 - \zeta_1\right)\frac{d_1}{l}$$

d. i. für vorliegende Verhältnisse:

$$\zeta = 0{,}0023957\ (\zeta_2 - 0{,}5285)$$

Nach dieser Formel haben sich endlich aus den Versuchen die Reibungscoefficienten ergeben und es bleibt demnach nur noch übrig, aus den für gewisse Geschwindigkeiten beobachteten Coefficienten eine empirische Formel aufzustellen, mittelst welcher man allgemein für eine gegebene Geschwindigkeit den zugehörigen Reibungscoefficienten berechnen kann. Zu diesem Zwecke dienen die Columnen 8, 9 und 10, über deren Benutzung unten das Nähere angegeben wird.

Um aus den in Columne 7 angegebenen Werthen der Reibungscoefficienten eine empirische Formel zu entwickeln, nach welcher man für gegebene Geschwindigkeiten sofort den zugehörigen Reibungscoefficienten berechnen kann, ist es nothwendig, zuvörderst zu untersuchen, mit welchen Potenzen der Geschwindigkeit v der Reibungswiderstand wächst. Da, wie schon im Eingange dieser Arbeit erwähnt wurde, den Weisbach'schen Untersuchungen gemäß, die Resultate derjenigen Formel am besten mit den Versuchen übereinstimmen, nach welcher der Reibungswiderstand wie das Quadrat und wie die Quadratwurzel aus dem Cubus der Geschwindigkeit wächst, so wurde diese Formel für die Reibungswiderstandshöhe h_1:

$$h_1 = \left(\alpha + \frac{\beta}{\sqrt{v}}\right) \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}$$

auch den vorliegenden Versuchen zu Grunde gelegt und in der Gleichung:

$$\zeta = \alpha + \frac{\beta}{\sqrt{v}}$$

mit Hilfe der Methode der kleinsten Quadrate die beiden constanten Werthe α und β bestimmt.

Bezeichnet man die Summen der in den Columnen 7, 8, 9 und 10 angegebenen Werthe von ζ, $\frac{\zeta}{\sqrt{v}}$, $\frac{1}{\sqrt{v}}$ und $\frac{1}{v}$ resp. mit $\Sigma(\zeta)$, $\Sigma\left(\frac{\zeta}{\sqrt{v}}\right)$ $\Sigma\frac{1}{\sqrt{v}}$ und $\Sigma\left(\frac{1}{v}\right)$, so ergiebt sich nach obengenannter Methode:

$$\alpha = \frac{\Sigma\left(\frac{1}{\sqrt{v}}\right) \cdot \Sigma\left(\frac{\zeta}{\sqrt{v}}\right) - \Sigma(\zeta) \cdot \Sigma\left(\frac{1}{v}\right)}{\left[\Sigma\left(\frac{1}{\sqrt{v}}\right)\right]^2 - n \cdot \Sigma\left(\frac{1}{v}\right)}, \text{ und}$$

$$\beta = \frac{\Sigma\left(\frac{1}{\sqrt{v}}\right) \cdot \Sigma(\zeta) - n \cdot \Sigma\left(\frac{\zeta}{\sqrt{v}}\right)}{\left[\Sigma\left(\frac{1}{\sqrt{v}}\right)\right]^2 - n\,\Sigma\left(\frac{1}{v}\right)}.$$

Führt man in vorstehende Formeln die betreffenden Summen, wie sie in Tabelle II berechnet sind, ein, so erhält man

$$\alpha = 0{,}013508$$
$$\beta = 0{,}0122785$$

und daher endlich die Formel zur Berechnung des Reibungscoefficienten

$$\text{I.}\quad \zeta = 0{,}013508 + \frac{0{,}0122785}{\sqrt{v}}.$$

Nach dieser Formel sind für die in Columne 8 angegebenen Geschwindigkeiten, die Reibungscoefficienten ζ_0, in der 11. Columne berechnet. Die gute Uebereinstimmung der beobachteten und berechneten Werthe der Reibungscoefficienten läßt sich aus Columme 12 ersehen.

Addirt man die aus den älteren 63 Versuchen von Couplet u. A. erhaltenen Werthe von

$$\Sigma(\zeta) = 1{,}7721$$
$$\Sigma\left(\frac{\zeta}{\sqrt{v}}\right) = 2{,}9962$$
$$\Sigma\left(\frac{1}{\sqrt{v}}\right) = 91{,}3906$$
$$\Sigma\left(\frac{1}{v}\right) = 177{,}5019$$

zu denselben Werthen aus meiner Versuchsreihe, so folgt:

$$\Sigma(\zeta) = 2{,}69395;$$
$$\Sigma\left(\frac{\zeta}{\sqrt{v}}\right) = 4{,}78359;$$
$$\Sigma\left(\frac{1}{\sqrt{v}}\right) = 138{,}96837 \text{ und}$$
$$\Sigma\left(\frac{1}{v}\right) = 270{,}7359$$

und hieraus, wenn vorstehende Summen in die für α und β gegebenen Ausdrücke eingeführt werden:

$$\alpha = 0{,}014312$$
$$\beta = 0{,}010327,$$

daher endlich auf Grund von 88 Versuchen:

$$\text{II.}\quad \zeta = 0{,}014312 + \frac{0{,}010327}{\sqrt{v}}.$$

Die Werthe der Constanten der letzten Formel weichen nur wenig von denen der Weisbach'schen Formel ab, weshalb vorstehender Ausdruck sich wohl dazu eignen würde, den Werth von ζ für Geschwindigkeiten, die mehr als $^1/_2$ Meter betragen, anzuwenden, während die oben aus meinen Versuchen entwickelte Formel mehr für kleinere Geschwindigkeiten tauglich ist.

Für preußisches Maß ändert sich Formel I in folgende um:

$$\zeta = 0{,}013508 + \frac{0{,}021917}{\sqrt{v}}$$

und Formel II in:

$$\zeta = 0{,}014312 + \frac{0{,}018433}{\sqrt{v}}$$

Da jedenfalls mit der Zeit noch mehr Versuche über Bewegung des Wassers in Röhrenleitungen und wohl für größere Geschwindigkeiten bekannt werden, so erschien es

zweckmäßig, die Unterlagen, welche mir zur Aufstellung der empirischen Formel dienten, im vorliegenden Aufsatze mit anzugeben. Meine Versuche für Druckhöhen, die größer als 14 Centimeter waren, auszuführen, gestattete die Größe des Versuchsapparates nicht, in diesem Falle mußte sowohl die Vorlage als auch das Hauptreservoir bedeutend höher hergestellt werden.

Eine Zusammenstellung der älteren 52 Versuche von Du Buat, Couplet und Bossut findet sich im polytechnischen Centralblatt 1840, S. 870, in einer Abhandlung von Prof. Weisbach: „Neue Entwickelung der Widerstandscoefficienten für die Theorie der Bewegung des Wassers in Röhrenleitungen."

Gueymard's Versuch ist in seiner Abhandlung: „Sur la conduite des eaux dans des tuyaux cylindriques," Ann. des mines. Tom. V, 1829, nachzusehen.

Die calorische Maschine.

(Lufterpansions-Maschine.)

(Hierzu Tafel 11.)

Eine Frage, welche jetzt die wissenschaftliche und industrielle Welt beschäftigt, ist die über die Lufterpansionsmaschine, eine Frage, welche besonders durch die letzte Erfindung Ericsson's eine große Wichtigkeit erlangt hat, indem derselbe die großen Vortheile nachzuweisen sucht, welche man haben würde, wenn man statt des Dampfes die atmosphärische Luft als Bewegkraft anwendete. Wenn man aber hofft, durch Anwendung erhitzter Luft statt des Dampfes beträchtliche Ersparnisse zu erzielen, so ist wohl zu berücksichtigen, daß die Beantwortung der Frage, wie man die beträchtlichen Ersparnisse erzielen kann, vom mechanischen Standpunkte aus, noch nicht vollständig gelöst ist.

Wenn es Ericsson gelungen ist, eine Lufterpansionsmaschine von großer Leistung zu construiren, welche weniger Brennmaterial verbraucht, als eine Dampfmaschine von gleicher Stärke, so ist doch nicht zu leugnen, daß die enormen Dimensionen, welche der Erfinder seiner Maschine und besonders seinen Cylindern, deren innerer Durchmesser nicht weniger als 4,27 Meter beträgt, geben mußte, die Anwendung der Maschine bei der Schifffahrt sehr ungünstig, bei der Eisenbahn unmöglich erscheinen lassen. Nur als stationäre Maschine könnte die Ericsson'sche Lufterpansionsmaschine Vortheile bieten. —

Die Idee, erhitzte Luft als Motor anzuwenden, ist nicht neu; schon längst ist es bekannt, daß jede Gasart bei der Erwärmung sich ausdehnt, und in dieser Eigenschaft eine nutzbar zu machende Kraft ruht. Das Verdienst des jetzigen Erfinders beruht einzig in der mehr oder weniger geschickten und sinnreichen Methode, diese Kraft nützlich zu machen und besonders in der Anwendung des Regenerators, eines Apparates, den wir später betrachten werden und der dazu dient, der abströmenden, wirksam gewesenen Luft die Wärme zu entziehen und der neu hinzutretenden Luft zu übergeben. Wenn man die beträchtliche Wärmemenge betrachtet, welche nöthig ist, um Wasser in Dampf zu verwandeln, im Vergleich zu der, welche verbraucht wird, um dem einmal gebildeten Dampf eine Spannung von einigen Atmosphären zu geben, so tritt der Vortheil, gleich Anfangs einen gasartigen Körper zu benutzen, sofort hervor. Man braucht z. B. 35 Wärmeeinheiten, um dem Dampfe 3 Atmosphären Spannung zu geben, während 500 Wärmeeinheiten nöthig sind, um aus Wasser Dampf zu bilden. Diese 500 Wärmeeinheiten gehen also rein verloren, ohne irgend eine nützliche Arbeit verrichtet zu haben.

Man hat diesen Verlust bei den Dampfmaschinen durch Anwendung der Condensation zu vermindern gesucht, indem man durch sie indirect einen Theil der Wärme, welche verloren geht, noch nutzbar macht; dies ist aber verhältnißmäßig ein geringer Gewinn und die Anwendung eines Körpers in Gasform, der nicht erst in den gasförmigen Zustand überzuführen ist und der schon anfängt eine nutzbar zu machende Kraft auszuüben, wenn seine Temperatur wenig höher, als die der äußern Luft ist, würde eine viel größere Ersparniß zur Folge haben.

Die Luft dehnt sich, wie alle Gasarten, durch die Wärme aus und ihr Ausdehnungscoefficient beträgt nach Regnault 0,00367, d. h. wenn eine gewisse Quantität Luft bei 0° das Volumen = 1 hat, so wird dasselbe bei einer Temperaturerhebung von 1° gleich 1,00367. Die Luft braucht also, um ihr Volumen zu verdoppeln, eine Temperatur von 273° oder wenn man die mittlere Temperatur der atmosphärischen Luft zu 20° annimmt, so ist eine Temperatur von 300° nöthig, um sie in eine Spannung von 2 Atmosphären zu versetzen. Dies sind die Principien,

von denen man ausgehen muß, wenn man die vortheilhaftesten mechaniſchen Hilfsmittel unterſuchen will, um die erhitzte atmoſphäriſche Luft als bewegende Kraft nutzbar zu machen.

Im Folgenden ſollen verſchiedene Syſteme von Lufterpanſionsmaſchinen, beſonders die von Ericsſon und Franchot, ſowie die damit angeſtellten Verſuche, eine nähere Betrachtung finden.

Es würde ſehr ſchwer, wenn nicht unmöglich ſein, mit einiger Gewißheit Den zu nennen, welcher zuerſt die Idee hatte, eine caloriſche Maſchine zu conſtruiren. Nach dem Scientific American ſoll in Frankreich noch vor Benutzung der Dampfkraft, die Luft als Motor angewendet worden ſein. Dies iſt nur eine ganz unbeſtimmte Angabe, beſtimmt aber und ſehr intereſſant nachzuweiſen iſt, daß die caloriſche Maſchine, als deren Erfinder Ericsſon allgemein bezeichnet wird, ſchon in einem Journale beſchrieben iſt, das wir dann bezeichnen werden.

Dr. Robert Stirling in Galſton (Schottland) nahm im Jahre 1827 ein Patent auf eine mit Hilfe heißer Luft bewegte Maſchine; dieſelbe findet ſich abgebildet und kurz beſchrieben in „Geſchichte der Dampfmaſchinen“ von Galloway und Hebert, veröffentlicht zu London 1832, d. h. ein Jahr vorher, ehe Capitain Ericsſon ſein erſtes Patent nahm. —

Das Princip, welches ſowohl an Ericsſon's, als an beinahe allen, von Andern angegebenen Lufterpanſionsmaſchinen benutzt worden iſt, und welches darin beſteht, der Luft den größten Theil der Wärme zu entziehen, wenn ſie, nachdem ſie im Cylinder gewirkt hat, entweicht und andrerſeits, dieſe Wärme der neu hinzutretenden Luft vor ihrem Eintritte in den Cylinder zu übergeben, indem man ſowohl die hinzutretende, als die entweichende Luft durch Röhren oder Reſervoirs gehen läßt, die mit Streifen, Platten, Röhren ꝛc. von Metall gefüllt ſind, um ſie mit einer großen metalliſchen Oberfläche in Berührung zu ſetzen; dieſes Princip, das Princip des Regenerators, gehört dem Dr. Stirling.

Fig. 1, Taf. 11 ſtellt Stirling's Generator vor; derſelbe beſteht in einem Cylinder A, mit halbkugelförmigem Boden B, in welchem ſich eine Art Kolben C bewegt. Die Eigenthümlichkeit, den Boden des Cylinders in der erwähnten Weiſe herzuſtellen, findet ſich auch bei den Ericsſon'ſchen Maſchinen und hat zum Zweck, eine große metalliſche Oberfläche mit der zu erhitzenden Luft in Berührung zu ſetzen; dieſer halbkugelförmige Boden liegt unmittelbar über dem Feuerraum und wird von der Flamme berührt. Der Kolben C iſt aus über einander liegenden Metallplatten zuſammengeſetzt, die zwiſchen ſich ſchmale Zwiſchenräume laſſen und der Art im Zickzack durchbohrt ſind, daß die Luft leicht aus einem Zwiſchenraume in den andern übertreten kann, dabei aber gezwungen iſt, zwiſchen den Metallplatten zu circuliren. Der untere Theil dieſes Kolbens ſoll überdies mit einem Raume verſehen ſein, in welchem ſich Stücken von Backſteinen und andern nicht leitenden Körpern befinden. Dieſer Kolben, der zu gleicher Zeit die Rolle des Generators ſpielt, iſt mit Hilfe der Kolbenſtange d mit der Maſchine in Verbindung. Der Generator ſteht durch eine Röhre mit dem untern Theile eines gewöhnlichen hier nicht angegebenen Dampfmaſchinencylinders in Verbindung, während ein anderer, ganz gleicher Generator mit dem obern Theile deſſelben Cylinders verbunden iſt.

Nehmen wir an, der Kolben C ſtehe im tiefſten Punkt ſeines Laufes, ſo wird die ganze im Generator enthaltene Luft ſich oberhalb des Kolbens befinden, durch letztern von der halbkugelförmigen erhitzten Oberfläche abgeſchloſſen ſein und durch Waſſer abgekühlt werden, welches in einem durch doppelten Boden im obern Theile des Generators hergeſtellten Raum a circulirt.

Wenn der Kolben ſteigt, wird die Luft gezwungen durch die Oeffnungen der im Innern des Kolbens angebrachten Metallplatten von oben nach unten zu gehen; ſobald ſie mit der erhitzten Oberfläche in Berührung kommt, iſt ſie durch den Kolben ſelbſt von dem obern kältern Theile des Generators abgeſchloſſen, dehnt ſich in Folge der Erwärmung aus und treibt, da ſie jetzt, wie ſchon erwähnt, mit dem untern Theile des Cylinders in Verbindung ſteht, durch ihre Ausdehnung den Kolben in demſelben aufwärts. Jedesmal, wenn die Luft durch die im Kolben C befindlichen durchlochten Platten von unten nach oben ſteigt, giebt ſie einen großen Theil der Wärme ab, den ſie bei dem umgekehrten Laufe wieder aufnimmt; dieſes Syſtem gewährt ſchon eine ziemlich große Erſparniß an Brennmaterial.

Indem die beiden Generatoren gleichzeitig in entgegengeſetzter Weiſe wirken, indem nämlich, wenn der eine aufwärts geht, der andere ſinkt und umgekehrt, wird der Kolben im Treibcylinder ebenfalls abwechſelnd ſteigen und ſinken, ganz in der Weiſe eines Dampfmaſchinenkolbens.

Der zweite Generator iſt nicht unumgänglich nothwendig, da der Druck der äußern Atmoſphäre genügen würde, den Kolben zurückzutreiben, wenn ſich die Luft im Generator wieder verdichtet.

Stirling las im Jahre 1846 vor dem Inſtitute der Civilingenieure Englands einen Rapport über ſeine Maſchine, welche ſich im 45. Bande des London Mechanic Magazine findet; er ſagt ſchon in ſeinem erſten Patente im Jahre 1827, daß der Regenerator entweder aus durchlochten Platten oder aus Drahtgeflecht zuſammengeſetzt ſein könne.

Die Anwendung von Drahtgeflechten iſt ſeitdem zu demſelben Zweck von Franchot in Paris im Jahre 1838 vorgeſchlagen worden und hierüber 1840 von dieſem Ingenieur

der Academie der Wiſſenſchaften ein Memoire überreicht worden. Endlich 1850 nahm Ericsſon auf Anwendung dieſer Geflechte in England ein Patent.

Das erſte Patent Ericsſon's iſt vom Jahre 1833. Fig. 2 ſtellt die in dieſem Patente beſchriebene Maſchine dar.

A iſt der Regenerator, der bei dieſer Maſchine aus einem cylindriſchen Gefäße beſteht, daß an beiden Enden durch Platten B geſchloſſen iſt. Durch die Platten und durch die Länge des Regenerators erſtrecken ſich eine große Menge Röhren c von geringer Dicke, die mit ihren offenen Enden in die Räume D und E münden. Mittelſt dieſer Räume ſteht das Innere aller Röhren c in Verbindung, während es vom Innern des Regenerators A abgeſchloſſen iſt.

Eine gewiſſe Anzahl metalliſcher Scheidewände d theilen das Innere des Regenerators in mehrere Abtheilungen, die unter ſich durch, in den Scheidewänden abwechſelnd oben und unten angebrachten Oeffnungen in Verbindung ſtehen.

Die Röhren c ſind im Innern ebenfalls mit Scheidewänden verſehen, welche die Form von Kreisausſchnitten haben, und die abwechſelnd im entgegengeſetzten Sinne ſo in den Röhren angebracht ſind, wie es Fig. 3 und 4 im Detail zeigen.

F iſt der Cylinder der Maſchine, von welchem die Bewegung ausgeht und den wir kurz den Treibcylinder nennen wollen. Am andern Ende der Maſchine befindet ſich ein Cylinder G von geringerm Durchmeſſer, welcher die Rolle einer Speiſepumpe ſpielt, indem er fortwährend in den Regenerator und von da nach den Erwärmungsapparat und den Treibcylinder die Luft preßt, welche er von Letzterem empfing, nachdem ſie gewirkt hatte.

Die Kolben f und g beider Cylinder ſind durch Balancier's H (einer an jeder Seite der Cylinder) mit einander verbunden und ſtehen mit den Enden der Balanciers der Art in Verbindung, wie es bei der größten Zahl der Dampfmaſchinen der Fall iſt. Uebrigens ſind beide Cylinder mit Schieber h verſehen, die wenig von der gewöhnlichen Einrichtung abweichen, und durch Excentrics, die auf der Hauptwelle I ſitzen, entſprechend bewegt werden.

J iſt ein Rohr, welches einen Theil einer Reihe von Röhren bildet, die dieſelbe Lage haben und daher in Fig. 2 nicht ſichtbar ſind, indem ein Rohr vor dem andern liegt; ſie gehen über den Erwärmungsraum K weg, und ſind immer dem Feuer L ausgeſetzt. Die Verbrennungsproducte gehen durch den gemauerten Raum M, der den Regenerator umgiebt, und von da nach dem Schornſteine. Die Röhren J münden ſämmtlich nach der einen Richtung mit ihren Enden in den Raum D, nach der andern Seite in eine Leitung N, welche ihrerſeits in dem Schieberkaſten O des Treibcylinders ausmündet.

P iſt ein Kühlapparat, welcher dazu dient, der Luft noch die Wärme abzunehmen, welche der Regenerator ihr nicht hat vollſtändig entziehen können; der Apparat beſteht aus einer oder mehreren Röhren, die von kaltem Waſſer umgeben ſind; in ihrem Innern ſind ſie ebenſo, wie die Röhren des Regenerators durch Metallplatten in Fächer getheilt, die unter ſich in Verbindung ſtehen.

Um die Erklärung der Maſchine zu erleichtern, ſei angenommen, dieſelbe ſtehe in irgend einem Punkte ihres Laufes ſtill. Die Schieber haben die in Fig. 2, Taf. 11 angedeutete Stellung, nach welcher der obere Theil des Cylinders F durch den Schieberkaſten O, die Leitung N, die Röhren J und die Kammer D, ferner durch das Innere der Röhren c, die Kammer E, das Rohr Q und den Schieberkaſten R mit dem obern Theile des Cylinders G in freier Verbindung ſteht.

Die in den Röhren J enthaltene Luft dehnt ſich aus und ſtrebt, vermöge ihrer Spannung, beide Kolben f und g von oben nach unten zu bewegen; da nun zwar die Luft in beiden Cylindern gleiche Spannung hat, der Kolben f aber einen größern Querſchnitt als der Kolben g beſitzt, ſo wird ſich der Kolben f unter einer Preſſung abwärts bewegen, die von der Differenz beider Kolbenflächen abhängig iſt. Da der Kolben g an den entgegengeſetzten Enden der Balanciers angeſchloſſen iſt, ſo wird er vom Kolben f zum Aufwärtsgange genöthigt und daher die über demſelben befindliche Luft, nach den Röhren J geführt, von wo ſie vermöge ihrer Ausdehnung weiter nach dem Cylinder F geht und dort ebenfalls zur Wirkung gelangt.

Während dieſer Bewegung wird die Luft, die ſich im untern Theile des Cylinders F befindet, zurückgetrieben und tritt durch das Rohr n in das Innere des Regenerators A, umgiebt die Röhren c und tritt an dieſelben einen großen Theil der Wärme ab, indem ſie ſich durch die Oeffnungen $d'd^1$ aus einem Fache nach dem andern bewegt. Von hier durchſtreicht ſie das Rohr P, wo ſie ſich vollends abkühlt und tritt dann in den untern Theil des Cylinders G. Während der Abkühlung verringert ſich das Volumen der Luft, ſo daß das geſammte Luftquantum, welches ſich erſt im größern Cylinder F befand, in den kleinern Cylinder G eintreten kann, ohne zu ſchädlichen Widerſtänden Anlaß zu geben.

Sobald der Kolben f den tiefſten, der Kolben g den höchſten Punkt ihres Laufes erreicht haben, wechſeln die Schieber ihre Stellung und beide Kolben nehmen, wie ſich in der Figur leicht verfolgen läßt, in ihrem Laufe die entgegengeſetzte Richtung an.

Die im Cylinder G enthaltene Luft kehrt nach dem Treibcylinder zurück, indem ſie die Röhren c des Regenerators durchſtreicht und dort die Wärme wieder annimmt, die ſie bei ihrem entgegengeſetzten Laufe abgegeben hatte. In den Röhren J wird dieſe Wärme noch durch neu hin-

zugeführte vermehrt. Daſſelbe Luftquantum iſt alſo fortwährend in erneuter Thätigkeit, indem es abwechſelnd ſeine Wärme aufnimmt und abgiebt.

Da die auf den Treibkolben ausgeübte Kraft abhängig iſt von der Differenz der Kolbenquerſchnitte, ſo erſcheint es zweckmäßig, dieſe Differenz möglichſt zu vergrößern; man hat aber wohl dabei zu beachten, daß die den kleinen Cylinder füllende kalte Luft nach ihrer Ausdehnung auch genau den Treibcylinder füllen muß. — Es iſt ſchon erwähnt worden, daß eine Temperatur von 300° nöthig iſt, um ein gewiſſes Volumen atmoſphäriſcher Luft zu verdoppeln und da eine höhere Temperatur der Maſchine ſchädlich ſein würde, ſo iſt das Verhältniß 1 : 2 der beiden Kolbenflächen oder der Inhalte beider Cylinder als dasjenige zu betrachten, welches nicht überſchritten werden kann. Bei der in Fig. 2 abgebildeten Maſchine iſt dieſes Verhältniß = 2 : 3.

Da der durch Ausſtrahlung erwachſende Verluſt an Wärme gleich bleibt, wie groß auch die Spannung der Luft ſein mag, und da die auf die Kolben ausgeübten Preſſungen und daher ihre Differenzen mit der Spannung der Luft im Apparate zunehmen, ſo ſcheint es zweckmäßig, vorher mit Hilfe einer Pumpe eine gewiſſe Quantität Luft in den Apparat einzuführen und zu verdichten.

Franchot ſchlug im Jahre 1836 die Conſtruction einer caloriſchen Maſchine vor, welche mit der Ericsſon'ſchen Maſchine einige Aehnlichkeit hatte; anſtatt ſich aber zum Betrieb der Maſchine fortwährend derſelben Luftmenge zu bedienen, ließ die Maſchine die Luft entweichen, nachdem dieſelbe im Treibcylinder ihre Wirkung gethan hatte und ihr hierauf ihre Wärme entzogen worden war. Der kleinere Cylinder diente hier nur als Speiſepumpe. Aus dem Treibcylinder wurde die Luft unter den Roſt des Feuerraumes geführt, gab dort zur Verbrennung ihren Sauerſtoff ab und wurde von da, hoch erhitzt, mit den übrigen Verbrennungsproducten durch die Röhren des Generators geführt, der eine ähnliche Einrichtung hatte, wie ſie Fig. 2 zeigt, nur mit dem Unterſchiede, daß die Röhren bei E ins Freie mündeten. Während des Durchſtreichens der Röhre, gab die Luft ihre Wärme an dieſelbe ab.

Die Speiſepumpe nahm, ähnlich einem Gebläſecylinder, durch geöffnete Ventile die äußere atmoſphäriſche Luft auf und führte dieſelbe in das Innere des Regenerators, wo ſie die von der vorher fortgeführten Luft hinterlaſſene Wärme aufnahm und nachdem ſie über dem Feuerraume ihre Temperatur noch mehr erhöht hatte, in den Treibcylinder trat. Durch die Ausdehnung der Luft erlangte man im Treibcylinder die zum Betrieb der Maſchine nöthige Spannung. Aber da ſich, wenn dieſe Spannung bis an das Ende des Kolbenlaufes conſtant geblieben wäre, Kraftverluſte ergeben hätten, weil die eingeſchloſſene Luft plötzlich in die Spannung der äußern Atmoſphäre übergegangen wäre, ſo ſperrte der Schieber den Zutritt der heißen Luft bei $^3/_4$ des Kolbenlaufes ab, ſo daß die im Cylinder eingeſchloſſene Luft durch Expanſion wirken mußte, bevor die Verbindung mit dem andern Ende des Cylinders hergeſtellt wurde. Während dieſer Zeit fuhr die Speiſepumpe fort, Luft in den Regenerator zu führen und dort zu verdichten.

Nimmt man an, daß das Volumen des großen Cylinders das Doppelte von dem des kleinern ſei, und daß die Luft während ihres Laufes von einem zum andern durch eine Temperaturerhöhung bis zu 300° ihre Volumen verdoppelt, ſo iſt erſichtlich, daß, wenn der Schieber erſt am Ende des Kolbenlaufes den Zutritt abſchließt, die Spannung im Innern gleich Null iſt. Sperrt man den Luftzutritt ſchon bei $^3/_4$ des Kolbenlaufes ab, ſo wird die Spannung der Luft gleich $\frac{1}{3/4} = 1\,1/3$ Atmoſphäre betragen; indem nun die Spannung während der Expanſion der Luft bis auf 1 Atmoſphäre abnimmt, findet kein Verluſt mehr ſtatt.

Am 10. Auguſt 1840 überreichte Franchot der Academie der Wiſſenſchaften ein Memoire über ein anderes Syſtem der caloriſchen Maſchine, das er ſich übrigens ſchon im Jahre 1838 hatte patentiren laſſen.

Fig. 5 iſt der Zeichnung, welche dieſes Memoire begleitete, entnommen, und giebt ein deutliches Bild des von Franchot vorgeſchlagenen Syſtems. aa′ ſind 2 Generatoren oder hohle Cylinder von Blech, deren oberer Theil im Erwärmungsapparate m fortwährend auf einer Temperatur von 325° ungefähr erhalten wird, während ihr unterer Theil in Kühlgefäße RR′ taucht, die durch kaltes Waſſer immer einer Temperatur von 20 bis 30° ausgeſetzt ſind.

bb′ ſind Kolben, welche ſo beſchaffen ſind, daß ſie die Luft entweder durch ſich hindurch oder an ihren Außenflächen vorbei laſſen, ſo daß alſo die Luft an beiden Enden des Generators vollkommen in Verbindung ſteht. Die Kolben werden von der Maſchine durch die beiden Kolbenſtangen t und t′ in Bewegung geſetzt.

Die Generatoren ſind unter ſich durch einen Pumpencylinder n n′ und durch die gekröpften Röhren L L′ verbunden. Im Cylinder n n′, der vollſtändig mit Waſſer gefüllt iſt, bewegt ſich der Kolben P und zwar wird durch dieſes Waſſer der Druck der erhitzten Luft auf den Kolben übertragen.

Die in beiden Generatoren befindliche Luftmaſſe wird gleichzeitig von den Kolben bb′ verſchoben, aber nach entgegengeſetzten Richtungen, d. h. während in dem einen die Luftmenge erwärmt wird, wird die im andern abgekühlt, ſo daß die Differenz der daraus entſtehenden Spannungen unmittelbar auf die Oberfläche des Waſſers und durch dieſes auf den Kolben wirkt, der ſo weit fortgeſchoben wird, bis das Gleichgewicht zwiſchen den Spannungen in beiden Generatoren wieder hergeſtellt iſt.

Nimmt man nach Fig. 5 an, der Kolben b steige, während der Kolben b′ sinkt, so wird die im Generator a′ befindliche Luftmasse von unten nach oben gehen, und nach ihrer Ankunft im obern Theile des Generators so weit erwärmt werden, daß sie ihr Volumen verdoppelt; in Folge davon sucht sie, sich auszudehnen, und da der obere und untere Theil des Generators mit einander communiciren, so wird die Luft auf die Oberfläche der im Cylinder n n′ befindlichen Flüssigkeit einen Druck ausüben. Die erwärmte Luft im andern Generator a wird von oben nach unten gepreßt und erleidet dabei eine Temperaturerniedrigung von 325° auf 25° und zwar theils durch das im Gefäß R befindliche kalte Wasser, theils durch Wasser aus dem Pumpencylinder, indem nämlich ein am untern Ende des Kolbens b angebrachter Teller r beim Aufsteigen einen Theil Wasser mit sich nimmt und dasselbe, als feinen Regen fallen läßt; durch diese Abkühlung vermindert sich das Luftvolumen wieder um die Hälfte.

Die Ausdehnung der Luft auf der einen Seite, und die Zusammenziehung derselben auf der andern Seite bewirken eine Bewegung des Kolbens P von n′ nach n. Ist der Kolben am Ende seines Weges angekommen, so wechseln die Kolben b b′ in Hinsicht der Richtung der Bewegung und der Kolben P geht zurück.

Fig. 7 und 8 stellt im Vertical- und Horizontaldurchschnitt eine calorische Maschine dar, für welche Franchot den 31. Mai 1845 ein Patent nahm. Um das Princip deutlich zu machen, soll Fig. 6 zu Hilfe genommen werden.

a b c Fig. 6 ist ein Cylindermantel, dessen eine Ende a erhitzt, dessen andres b c abgekühlt wird. R ist ein voller Cylinder oder Kolben, der durch die Kolbenstange t eine hin- und hergehende Bewegung erhält. Sobald dieser Kolben sinkt, strömt die Luft aus dem kalten Raume F in den erwärmten Raum C und zwar durch das Rohr D, welches beide Räume in ununterbrochene Verbindung setzt. Sobald die Luft im obern Theil erwärmt ist, dehnt sie sich aus und bewegt den Treibkolben P im Theile b c des Cylinders a b c nach unten. Wird der Kolben R gehoben, so strömt die Luft an dem erhitzten Raume C nach dem Kolben F, kühlt sich dort ab und gestattet durch ihre Zusammenziehung dem Treibkolben P seine erste Stellung wieder einzunehmen.

Man erkennt, daß diese Einrichtung nur eine vortheilhafte Vereinfachung des Systems ist, nach welchem die nach Fig. 5 oben beschriebene Vorrichtung zusammengesetzt ist.

Damit die durch die Ausdehnung der Luft bezweckte Wirkung möglichst vollkommen erreicht werde, darf die Luftmasse nicht wie im vorstehenden Falle aus zwei ungetrennten Theilen von ganz verschiedenen Temperaturen bestehen. Ferner ist es wichtig, den Kolben P der Einwirkung der hohen Temperatur zu entziehen und man hat dies dadurch zu erreichen gesucht, daß man ihn außerhalb des Generators (Fig. 5) oder im abgekühlten Theile dieses Cylinders anbrachte (Fig. 6); im letztern Falle gewährt ihm der Kolben R Schutz. Die letztere Einrichtung erscheint vom theoretischen Gesichtspunkte aus am zweckmäßigsten, zeigt aber in der Ausführung Nachtheile, die den Erfinder zu Aenderungen veranlaßten.

Im Folgenden soll die schon erwähnte, 1845 patentirte Maschine vorgeführt werden.

Fig. 7 ist ein Verticaldurchschnitt durch die Are des Generators und Fig. 8 ist ein Horizontaldurchschnitt nach der Linie 1, 2.

Der Generator besteht aus drei von einander getrennten und übereinander stehenden Cylindern; A ist ein Kühlcylinder, in welchem sich der Kolben B bewegt; C der mittlere Cylinder, der direct von der Feuerungsanlage D aus erhitzt wird und E der dritte oberste Cylinder, in welchem der Treibkolben F auf und nieder geht. Um den Kolben F vor den schädlichen Einwirkungen der Hitze zu schützen, ist er von einem mit Wasser gefüllten Ring a umgeben, so daß seine Temperatur die Grenze von 100° nicht überschreitet; überdies ist noch am untern Theile des Kolbens ein mit schlechten Wärmeleitern angefülltes Gefäß b angebracht.

Damit zwischen den über einander liegenden Cylindern nicht ein bedeutender Austausch der Wärme stattfinden kann, ist eine isolirende Verbindung c angebracht, die einfach in einem schwachen eisernen Ringe besteht, der zum Theil in die Ränder des untern und obern Cylinders eingelassen ist.

Der Kolben B besteht aus 2 Theilen; der untere abgekühlte Theil d hat einen doppelten Boden, zwischen welchem kaltes Wasser circulirt, das durch die Röhren e und f zu- und abgeführt wird. Der obere Theil g des Kolbens ist der Hitze ausgesetzt und dient dazu, von dem untern die Wärme abzuhalten. Beide Theile sind im Innern mit schlechten Wärmeleitern gefüllt und unter sich in ähnlicher Weise wie die Cylinder verbunden. Die Verbindung zwischen den kalten und warmen Räumen ist durch ein Rohr G hergestellt, an welches der Kolben B dicht anschließt, so daß es ihm gleichzeitig als Leitung dient. Die Luft geht von dem kalten Raume A aus durch die von Wasser umgebenen Röhren h nach dem Rohre G, welches im Innern mit zusammengerollten Blechen gefüllt ist und zur Fortleitung der Luft nach dem Treibkolben F noch Raum genug bietet. Der erhitzte mittlere Cylinder besteht aus drei besonderen Theilen: dem obern Raume i, in welchen beim Gange der Maschine der untere Theil des Treibkolbens eintreten kann; dem untern Raume, in welchen der obere Theil des Kolbens B eintritt und endlich dem mittelsten Raume k, von welchem aus die Erwärmung der Räume i und j vor sich geht.

Fig. 8 ist der Durchschnitt dieses Raumes. Die Verbrennungsprodukte aus dem Feuerraume D treten in die

Kanäle 1, 2, 3 und entweichen, nachdem sie die Leitung 4 durchströmt haben, durch den Schornstein l. Zwischen den Kanälen und den beiden Räumen i und j findet keine Verbindung statt, wohl aber zwischen den Letztern unter sich, und zwar durch Oeffnungen, die vertical durch die Wandungen m gehen.

Wenn der Kolben B sinkt, tritt die Luft aus dem kalten Raume durch die Röhren h in das Rohr G und erwärmt sich, indem sie mit den Blechrollen in Berührung kommt. Nachdem die Luft im Raume i angelangt ist, tritt sie durch die in den Wandungen m befindlichen Löcher nach dem Raume j und erfüllt den durch das Sinken des Kolbens B entstandenen leeren Raum; bei ihrer Erwärmung bis zu 300° dehnt sie sich bis zum doppelten Volumen aus und bewegt den Treibkolben F aufwärts. Geht hingegen der Kolben B aufwärts, so drückt er die über sich im Raume j befindliche Luft durch die Löcher m nach dem Rohre G, wo sie ihre Wärme an die Metallblätter zurückgiebt. Nachdem sie sich beim Durchgang durch die Röhren h vollends abgekühlt hat, tritt sie wieder in den kalten Raum A zurück. Unterdessen hat die Luft auch ihr anfängliches geringeres Volumen wieder angenommen, woraus eine Verminderung der Spannung folgt, durch welche der Kolben F, um das Gleichgewicht wieder herzustellen, zum Rückgange veranlaßt wird.

Die Bewegung des Kolbens B, den man den Steuerkolben nennen könnte, muß also stets erfolgen, wenn der Treibkolben den höchsten oder tiefsten Stand einnimmt. Während des ersten Viertels der Umdrehung des Krummzapfens legt der Kolben B seinen Weg nach der einen Richtung zurück, während des zweiten Viertels bleibt er stationär, im dritten Viertel bewegt sich der Kolben in entgegengesetzter Richtung und im vierten Viertel bleibt er wieder stationär. Die Erzeugung dieser Bewegung ist von Franchot auf sehr sinnreiche Weise bewerkstelligt worden. Hier muß es genügen, das Princip, nach welchem mit Hilfe der Ausdehnung und Zusammenziehung der Luft, die Bewegung der Maschine erfolgt, vorzuführen.

Bei der eben beschriebenen Maschine lassen sich statt eines Generators auch zwei mit einander verbundene und abwechselnd wirkende Generatoren in Anwendung bringen.

Fig. 9 und 10 stellen die letzten Maschinen Ericsson's vor, welche er sich in England 1850 und in Amerika 1851 patentiren ließ. Fig. 10 zeigt die Maschine, welche ausgeführt und auf dem calorischen Schiffe, dem Ericsson seinen Namen gegeben hat, in Thätigkeit ist.

In jeder dieser Maschinen hat der Erfinder den Treibkolben mit dem Kolben der Verdichtungspumpe verbunden, so daß sich beide gleichzeitig in zwei über einander liegenden Cylindern von ungleichen Durchmessern bewegen.

Betrachten wir zuvörderst Fig. 9.

A und B sind zwei über einander liegende Cylinder von verschiedenen Durchmessern und beinahe gleicher Höhe, B ist der erhitzte Treibcylinder und A der Cylinder der Verdichtungspumpe; a und b sind die Kolben beider Cylinder, welche unter sich durch 4 Säulen D fest verbunden sind. Am Kolben a befindet sich die Kolbenstange a' zur Uebertragung der Bewegung.

C ist ein Cylinder, der nur eine Verlängerung des Cylinders B bildet und in welchen der Theil S des Kolbens, der zum Schutze des Letztern mit schlechten Wärmeleitern gefüllt ist, während seines Laufes eintritt. Der Raum C hat einen gewölbten Boden, unter welchem sich die Feuerungsanlage R befindet. H ist ein cylindrisches Gefäß, in welchem durch die Feuerung R' die Erhitzung der Luft vor sich geht.

Das am Treibkolben zum Schutze desselben angebrachte Gefäß S hat eine Wölbung, welche der des Bodens vom Gefäße C entspricht.

Am obern Theile des Cylinders der Verdichtungspumpe befindet sich ein Ventil E, welches sich nach innen öffnet, und ein anderes, das sich nach außen öffnet und in einen Ventilkasten c eingeschlossen ist, der durch ein Rohr mit dem cylindrischen Gefäße G in Verbindung steht.

L und M sind die Regeneratoren, welche aus zwei würfelförmigen Gefäßen bestehen, die, einen schmalen Raum in ihren obern und untern Theilen ausgenommen, vollständig mit über einander liegenden Drahtgeflechten gefüllt sind. Die beiden freigelassenen schmalen Räume haben zum Zwecke, der Luft, bevor sie durch die Drahtgeflechte geht, Gelegenheit zu geben, sich auszubreiten, um dann die Geflechte gleichförmig durchströmen zu können. Das Reservoir G steht mit dem erwärmten Raume durch zwei Röhren f und g in Verbindung, die durch die Schieber N abwechselnd geöffnet werden.

I und K sind zwei durch die Maschine mit Hilfe der Ventilstangen j und k bewegte Kegelventile und zwar geht die Ventilstange j durch die Stange k hindurch.

Man erwärmt die Räume H und C von den Feuerungsanlagen R und R' aus und läßt die Verbrennungsprodukte durch ein weites Rohr 11,, welches den Regenerator und das Reservoir G umschließt, entweichen. Q ist ein durch einen Hahn verschließbares Rohr, durch welches man die Luft im Reservoir bis zu einer Spannung von 30 bis 40 Kilogramm pro Quadratcentimeter verdichten kann. Der Abbildung nach ist oben das Reservoir G und der Raum H durch das Rohr f in Verbindung gesetzt, und das Ventil J ist geöffnet, während das Ventil K geschlossen ist.

Indem sich die Luft in Folge der Erwärmung auszudehnen sucht, übt sie auf den Kolben b einen Druck aus, der von der Differenz der beiden Kolbenflächen a und b abhängig ist, und treibt beide Kolben aufwärts. Durch diese Bewegung wird die im Cylinder A über dem Kolben a

befindliche Luft durch das Ventil F, das Reſervoir G und das Rohr f nach dem erwärmten Regenerator L getrieben; bei ihrem Durchgange durch Letztern nimmt ſie Wärme auf und erhitzt ſich noch mehr bei ihrem Eintritt in den Raum H. — Sobald die Kolben ihren höchſten Stand erreicht haben, ſchließt ſich das Ventil J, und K öffnet ſich. Die Kolben beginnen zu ſinken, ſowohl in Folge ihres Gewichtes, als der Einwirkung des Schwungrades und dadurch, daß die Kolben im zweiten Apparate zu ſteigen beginnen. Die im Cylinder BC befindliche Luft ſtrömt durch das Ventil K, den Ventilkaſten e, das Rohr h und durch die Oeffnung P nach dem Rohre g in den abgekühlten Regenerator M, in welchem ſie ihre Wärme zurückläßt. Von hier aus geht die abgekühlte Luft durch die Oeffnung O und die Röhren g und i und tritt durch das Ventil E in den Cylinder A der Verdichtungspumpe, wo ihr durch den niedergehenden Kolben der nöthige Raum geboten wird.

Sind die Kolben im tiefſten Punkte ihres Laufes angekommen, ſo ſchließt ſich das Ventil K und das Ventil J wird geöffnet, wodurch die Kolben von Neuem zu ſteigen beginnen. Man begreift, daß die Temperaturen der in beiden Generatoren befindlichen Drahtgeflechte nach einer gewiſſen Anzahl Spiele ſich umkehren, d. h. daß der Regenerator M, durch welchen die heiße Luft geht, immer mehr erwärmt wird, während der Regenerator L, welchen die kalte Luft paſſirte, ſich ſehr abkühlt, ſo daß eine Zeit eintreten wird, wo die abkühlende Eigenſchaft von M und die erwärmende Eigenſchaft von L ganz aufhören wird. In dieſem Augenblicke, der je nach der Größe des Regenerators nach ungefähr 50 Spielen eintritt, werden die Schieber N der Art verſtellt, daß von jetzt an die aus dem Cylinder C kommende erhitzte Luft durch den kalten Regenerator L geht, während die kalte Luft des Cylinders A den erhitzten Regenerator M paſſirt.

Die in Fig. 10 dargeſtellte Maſchine hat nur einen einzigen Regenerator, durch welchen die abwechſelnd in und aus dem Treibcylinder tretende Luft ſtrömt. Dieſe Maſchine läßt, anſtatt fortwährend daſſelbe Luftquantum zu benutzen, die zur Wirkung gelangte Luft entweichen, während die Speiſe- oder Verdichtungspumpe fortwährend von außen neue Luft zuführt.

A A′ ſind die Cylinder der Verdichtungspumpen, B B′ die Treibcylinder und a a′, b b′ ihre reſp. Kolben. Die Treibkolben ſind auch hier mit einer ſchützenden Bekleidung verſehen, und durch Säulen D mit den Kolben der darüberſtehenden Verdichtungspumpen feſt verbunden. Die Treibcylinder ſind mit gewölbten Böden, welche der Feuerung ausgeſetzt ſind, verſehen.

Die Kolben der Verdichtungspumpe ſind mit Ventilen E E′ verſehen und die oberen Deckel ihrer Cylinder enthalten Ventile F F′, welche ſich nach einem Raume zu öffnen, der mittelſt der Röhren H H′ mit den untern Theilen der Treibcylinder in Verbindung ſteht. Dieſe Verbindung findet durch das Innere doppelter Ventilkäſten (von denen nur der rechte I in der Figur dargeſtellt iſt), und durch die Regeneratoren J, J′ ſtatt.

Am untern Theile der Ventilkäſten ſind die Röhren K angebracht, welche in die äußere Atmoſphäre münden.

Die Kolben der Verdichtungspumpen ſind durch Stangen l l′ mit einem Balancier verbunden, an welchem die beiden Stangen m und n angebracht ſind, die mit ihren andern Enden verbunden ſind; an dieſem Verbindungspunkte iſt die Kurbelſtange M angeſchloſſen, welche den auf der Triebwelle O ſitzenden Krummzapfen bewegt.

Die Ventile x und y werden von der Maſchine bewegt, und zwar dient das Ventil x dazu, die Verbindung zwiſchen dem Cylinder der Verdichtungspumpe und dem Treibcylinder herzuſtellen, während y die Verbindung des Letztern mit der äußern Luft bewerkſtelligt.

Nehmen wir an, daß die Kolben a b eben den tiefſten Punkt ihres Laufes überſchritten haben und zu ſteigen beginnen, während die Kolben a′ b′ ſinken, ſo iſt das Ventil x geöffnet und y geſchloſſen, und die betreffenden Ventile im andern (hier nicht dargeſtellten) Ventilkaſten umgekehrt geſchloſſen und geöffnet. Es findet demnach auf der einen Seite eine Verbindung ſtatt zwiſchen dem Treibcylinder B C, dem Regenerator J, dem Ventilkaſten I, dem Rohre H und dem obern Raume G; und auf der andern Seite eine Verbindung des Treibcylinders B′ C′, dem Regenerator J′, dem Ventilkaſten I′ und der äußern Atmoſphäre.

Eine mittlere conſtante Spannung wird in dem Raume G und dem Rohre H erhalten, indem man Anfangs mit Hilfe einer Pumpe die Luft bis auf 1,6 Atmoſphäre verdichtet. In Folge dieſer Spannung ſteigen die Kolben, bis die im Cylinder der Verdichtungspumpe befindliche Luft dieſelbe Spannung erlangt hat. Die durch die Wärme erzielte Ausdehnung der Luft bewirkt das weitere Steigen der Kolben, die Ventile F öffnen ſich und die Triebkraft iſt gleich der Differenz der auf beide Kolben ausgeübten Preſſungen, iſt alſo abhängig von den Querſchnitten beider Kolben, die ſich wie 3 : 2 verhalten. Sind die beiden Kolben im oberſten Punkte ihres Laufes angelangt, ſo iſt die ganze vorher im Cylinder A enthaltene Luft in den Raum G übergetreten. Um die Ausdehnung der heißen Luft vollſtändig zu benutzen, und um im Raume G die Luft auf möglichſt conſtanter Spannung zu erhalten, läßt man das Ventil x bei $^2/_3$ des Kolbenhubes ſchließen. Sind die Kolben a b einmal am höchſten Punkte ihres Laufes angekommen, ſo öffnet ſich das Ventil y und die im Treibcylinder enthaltene erhitzte Luft entweicht ins Freie. Das Ventil y′ des andern Cylinders ſchließt ſich, während x′ geöffnet wird und die Kolben a′ b′ beginnen zu ſteigen und veranlaſſen dadurch die Kol-

ben a b zum Sinken. Durch diese Bewegung wird die erhitzte Luft durch den Regenerator ins Freie gepreßt und hinterläßt den Drahtgeflechten im Regenerator ihre Wärme; die Ventile E öffnen sich, die Ventile F schließen sich und der Cylinder A wird dadurch mit einer neuen Quantität kalter Luft gefüllt. Die Kolben wirken also abwechselnd und verrichten beim Sinken keine Arbeit.

Ericsson bedient sich auf seinem calorischen Schiffe zweier Maschinen, wie die eben beschriebene; die zweite dieser Maschinen wirkt auf den Krummzapfen N mittelst einer Kurbelstange M', welche mit der Kurbelstange M der ersten Maschine einen rechten Winkel bildet.

Der Durchmesser der Treibcylinder beträgt 4,27 Meter, was einem Querschnitte von 14,31 Quadratmeter entspricht. Der Kolben der Verdichtungspumpe hat einen Durchmesser von 3,48m, also einen Querschnitt = 9,51 Quadratmeter. Das Verhältniß beider Querschnitte ist also 3 : 2. Der Kolbenhub beträgt 1,83 Meter. Den neuesten Beobachtungen zu Folge hat man 6,5 Umdrehungen pro Minute gefunden. Man versichert in 24 Stunden weniger als 5 Tonnen Kohlen gebraucht zu haben; berücksichtigt man die Leistung der Maschine, die den annähernden Rechnungen zufolge ungefähr 225 Pferdekraft beträgt, so würde sich pro Stunde und Pferdekraft ein Aufwand von 0,9 Kilogramm Kohlen ergeben.

Diese Ersparniß spricht allerdings zu Gunsten der Anwendung der erhitzten Luft als Motor, berücksichtigt man aber, wie schon erwähnt, die enormen Dimensionen der Ericsson'schen Maschine, so erscheint ihre Anwendung bis jetzt zum Theil unvortheilhaft und in vielen Fällen sogar unpraktisch.

Unter den Personen, die sich besonders mit der Construction calorischer Maschinen beschäftigt haben, erwähnen wir noch Andraud, der verschiedene Versuche über Anwendung dieses Motors machte und im Jahre 1844 auf der Eisenbahn nach Versailles eine durch erhitzte Luft bewegte Locomotive fuhr. Die Luft wurde zuerst in einem Kessel verdichtet und dann durch die Wärme ausgedehnt. Die Art, auf welche die Ausdehnung der Luft bewirkt wurde, hatte einige Aehnlichkeit mit der von Ericsson angewendeten Methoden, nur arbeitete Andraud's Locomotive unter hohem Drucke und statt der Drahtgeflechte bestand der Generator in einem durch einen besondern Feuerraum gehenden schraubenförmigen Rohre; nachdem die Luft hier bis zu einem gewissen Grade erwärmt war, ging sie vor ihrem Eintritt in den Treibcylinder noch durch einen mit weißglühenden Eisenstücken gefüllten Raum.

Wir erwähnen noch das System von Froelich, welches 1847 patentirt wurde und vollständig von den oben beschriebenen abweicht.

Das von Froelich angewandte Princip war folgendes: „Das specifische Gewicht der Luft vermindert sich, wenn man ihre Temperatur erhöht, und sie sucht sich mit einer Kraft zu heben, welche gleich der Differenz ist aus ihrem Gewichte und des Gewichtes der von ihr verdrängten kalten Luft." Der Erfinder schlägt vor, über dem Feuerraume ein umgestürztes Gefäß oder eine Glocke anzubringen, deren oberer Theil mittelst eines Schornsteins oder einer Röhre mit den Schieberkästen eines gewöhnlichen Dampfcylinders in Verbindung steht. Der Auftrieb der Luft, der um so bedeutender ist, je mehr ihre Temperatur erhöht wird, soll dann, indem er bald auf der einen, bald auf der andern Seite des Kolbens wirksam ist, eine hin- und hergehende Bewegung desselben erzeugen. Die bewegende Kraft wird die Differenz zwischen dem Auftrieb der Luft und dem äußern Atmosphärendrucke sein.

(Génie industriel. 1853.)

Nach einem Aufsatze im Moniteur industriel. 1853. Nr. 1788 sind in Havre an einer dort aufgestellten Ericsson'schen Maschine zwei Reihen Versuche über die Wirkung des Regenerators angestellt worden. Die erste Versuchsreihe wurde von Combes und Rivat, die zweite von dem Capitän Pâris und dem Ingenieur Guyès und Villemain ausgeführt. Ueber das Nähere der Versuche ist noch nichts bekannt geworden, doch hat sich Combes dahin ausgesprochen, daß die Richtigkeit der Principien, auf welchen die Theorie und Hoffnungen Ericsson's beruhen, vollkommen außer Zweifel gesetzt sind. Obgleich die in Havre untersuchte Maschine sich in einem schlechten Zustande befand, so habe sich doch mit Bestimmtheit herausgestellt:

1) daß der Widerstand, welchen die Drahtgeflechte im Innern des Regenerators dem Durchgange der Luft entgegensetzten, beinahe Null ist;

2) daß der Regenerator seinen Zweck vollkommen erfüllt, d. h. wenn er erhitzt ist, an die durchströmende kalte Luft seine Wärme beinahe vollständig abgiebt; hingegen wenn er abgekühlt ist, der durchströmenden heißen Luft beinahe sämmtliche Wärme entzieht.

Da die Maschine oft 50 Spiele pro Minute machte, so geschah der Temperaturwechsel der Luftmasse in weniger als einer halben Sekunde.

Ueber Bildung der Techniker und deren Prüfung für den öffentlichen Dienst.

Von

M. M. Freiherr von Weber,

Ingenieur, Königl. Sächs. Eisenbahn-Director.

Wenn man es unternimmt, zu untersuchen, auf welche Weise die Bildung der Individuen einer gewissen Classe von Staatsbürgern am schnellsten und zweckentsprechendsten erfolgen, wie die Einführung derselben in das Leben geschehen könne, damit die schwierigsten Aufgaben den geeignetsten Kräften zur Lösung geboten werden, so ist es vor allen Dingen nöthig, sich des Amtes, zu welchem diese Classe in dem großen Ganzen des Staates berufen ist, im ganzen Umfange deutlich bewußt zu werden.

Ist dies nun selbst in Bezug auf jene Stände nicht ganz leicht, deren Alter und vollendete Durchbildung ihnen durch Herkommen, Gewöhnung und allmäliges Aneinanderpassen bei gemeinschaftlichem Aufwachsen, bestimmte und sichere Stellen und Bereiche neben und unter einander angewiesen hat, so wächst die Schwierigkeit dafür in außerordentlichem Maße bei einem Stande, der sich neu und vielgestaltig in die Ordnung der alten Stände drängt und, noch ehe er eine bestimmte Physiognomie zeigt, allerorts gerechte Ansprüche auf Berücksichtigung erhebt. In dieser schwerübersehbaren Lage befindet sich der Stand der Techniker in diesem Augenblicke.

Mitten innestehend zwischen dem Stande der Gelehrten, der Künstler, der Kaufleute und Gewerbtreibenden, allen verwandt und doch von allen durch das ihm innewohnende eigene Element geschieden, einen Theil des Wissens und Materials aller dieser Stände bedürfend, und doch immer in Ungewißheit über das Maß dieses Bedürfnisses gelassen, von den alten Ständen als unbequemer Neuling und nothwendiges Uebel betrachtet, nimmt er eine Weltstellung ein, deren Mißlichkeit und Unsicherheit ganz außer Verhältniß zu dem Gewichte steht, das er jetzt im statischen Baue des Völkerlebens repräsentirt.

Schon eine nicht unerhebliche Schwierigkeit finden wir, wenn es unsere Absicht ist, das Wesen des Standes aus dem Grunde zu betrachten und fürs erste zu sehen, welcher Begriff mit der Bezeichnung „Techniker" zu verknüpfen sei. Die Wortableitung hat uns längst im Stich gelassen, dasselbe thun alle Glossarien und von Definitionen schweren philosophischen Werke und in jede scharfbegrenzte Bestimmung scheint der Begriff „Techniker" nur wie in das Prokrustesbette zu passen, indem man ihm entweder Kopf oder Füße abhaut.

Es bleibt zuletzt nichts übrig, als den Kreis, den dieser Name umfaßt, etwas weit zu ziehen und jeden, der die Kenntniß der mechanischen und chemischen Naturgesetze unmittelbar zur Befriedigung eines Bedürfnisses des öffentlichen oder Privatlebens berufsmäßig anwendet, einen Techniker zu nennen.

Mit dieser Bestimmung des Begriffs, der mit dem Worte Techniker zu verknüpfen ist, sind die Grenzlinien des Standes bestimmter gezogen.

Ausgeschieden ist dadurch aus dem Umkreise dieses Wortes:

1) das rein künstlerische Element, durch den Hinweis auf die Verwendung der Kenntniß mechanischer und chemischer Naturgesetze zur Abstellung eines Bedürfnisses;

2) entfernt, das Element des Handwerks durch den Hinweis auf die Kenntniß der Gesetze und

3) endlich die so schwer von den technischen Berufszweigen durch Begriffsbestimmung zu sondernde Oekonomie, durch bestimmte Bezeichnung der zu verwendenden Gesetze als mechanische und chemische, während die Oekonomie es ganz hauptsächlich und wesentlich mit den Gesetzen der Vitalität zu thun hat.

Ist einmal der Begriff Techniker scharf gegeben, so haben wir dadurch auch seine allgemeine Bestimmung und finden diese leicht aus dem oben Gegebenen in Folgendem:

Die Technik hat sich mit Abhilfe der öffentlichen und Privatbedürfnisse, soweit dieselbe durch zweckgemäße Anwendung der bewußten Kenntnisse mechanischer und chemischer Naturgesetze geschehen kann, zu beschäftigen.

Diese Bedürfnisse können aber nur dreierlei Art sein und daher auch nur dreierlei zu ihrer Abhilfe verlangen:

1) die Verwendung ruhender Massen zur Leistung eines gewissen bestimmten Widerstandes;

2) die Erzeugung einer Bewegung;

3) die Verwendung chemischer Verwandtschaft zu Erzeugung neuer oder geänderter Producte.

Da aber alle unsere nicht transcendentalen Vorstellungen sich an Raum und Zeit knüpfen, keine Einrichtung oder Kraftverwendung ohne Bezug auf dieselben denkbar ist, so gesellt sich zu jenen dreien, als Vorläuferin eines jeden,

1 a. Kenntniß der Verhältnisse von Raum und Zeit.

773185

Leicht zu übersehen ist es, die Kenntniß welcher Gesetze hier in Anspruch genommen werde.

Als Vorlaufs- und Begleitskenntniß erblicken wir unter (1 a) die Wissenschaft, welche die Gesetze der Veränderung der Raum- und Zeiteintheilung lehrt: die Mathematik.

Unter 1) die Anwendung der Gesetze der Statik;

unter 2) die Anwendung der Gesetze der Mechanik;

unter 3) die Anwendung der Gesetze chemischer Wahlverwandtschaft

Treten diese Wissenschaften ins Leben, so werden sie

1) die Mathematik zu Erd- und Himmelsmeßkunst,

2) die Statik zur Baukunst,

3) die Mechanik zur Maschinenbaukunst,

4) die Chemie zur Scheidekunst.

Indem wir nun durch Aufzählung dieser vier technischen Künste den Bereich der Technik in seinem ganzen Umfange umgrenzten, sind wir dahin gekommen, den Begriff Techniker, das Amt der Technik und den Bereich desselben in strenger Ordnung entwickelt zu haben. Ist es aber einmal gelungen, zu wissen, was ein Ding seinem Wesen nach ist, daß seine Existenz nothwendig ist, was es in der Welt soll und welchen Umfang sein Beruf hat, so wird die nächste Frage sein müssen: Wie wird die Existenz dieses Objectes in einer Weise gesichert, daß es seinem Berufe mit möglichster Freiheit nachkommen kann.

Unser Object ist die Technik, verkörpert in dem Stande der Techniker. Eine Körperschaft wie ein Stand wird nur erhalten durch die Bildung von Individuen, die geeignet sind, in dieselbe einzutreten.

Den Amtspflichten dieser Körperschaft kann nachgekommen werden, wenn die neu herangebildeten Individuen qualitativ die Befähigung dazu besitzen und wird im ganzen Umfange nachgekommen werden, wenn die Quantität der herangebildeten Kräfte für die vorliegenden Zwecke ausreicht. Um von der unbestimmten Vorstellung der Technik im Allgemeinen abzukommen, wird es gut sein, sich dieselbe innerhalb eines bestimmten Staates vorzustellen.

Der Staat hat unzweifelhaft die Verpflichtung, das, was der Gesellschaft von Nöthen ist, nach Kräften herbeizuschaffen, also wird er sich auch, nach den obigen Schlüssen, der Nothwendigkeit nicht entziehen können, die Mittel zu Erhaltung eines nothwendigen Standes, dem der Techniker, nach Kräften aufzubringen. Dies wird ebenfalls nach dem Obigen nicht anders geschehen können, als wenn er

1) theils die Möglichkeit zu geeigneter Heranbildung einer für seine Zwecke hinreichenden Anzahl von Individuen bietet,

2) theils verhütet, daß andere als geeignete Individuen in den Stand der Techniker eintreten.

Das Erstere geschieht durch Organisation der Erziehung der Techniker, das Zweite durch Prüfung derselben, wenn sie die Absicht haben, aus dem Stande der Lernenden in den der Ausübenden hinüberzutreten. Bildung und Prüfung müssen im allergenauesten Rapporte mit einander stehen, wenn ihr Organismus vernünftig genannt werden soll.

Die Bildung der Individuen eines Standes richtet sich nach den Zwecken des Standes im Staate.

Der Zweck jedes Standes im Staate ist ein doppelter:

1) durch die allgemein menschliche Bildung seiner Mitglieder zu der humanen Gestaltung der Gesellschaft beizutragen;

2) durch die speciellen geistigen Befähigungen dieser Mitglieder gewissen Bedürfnissen des Völkerlebens abzuhelfen.

Der letztere Zweck giebt dem Stande seinen Gattungsnamen.

Alle Bildung, die zu Erreichung eines bestimmten Zwecks befähigt, wird nur auf zwei Wegen erworben:

1) entweder auf dem Wege des Vortrags der Dogmen, welche aus den Erfahrungen Anderer abgeleitet worden sind, der Weg der Theorie, oder:

2) durch Autopsie der Welt- und Lebensverhältnisse und der menschlichen Geistesthätigkeit, der empirische Weg.

Beide Wege gehen so lange der Mensch lebt und strebt durch sein Dasein weiter, und es ist für das Staatsleben nur von Wichtigkeit, den Punkt auf denselben zu kennen, dessen Erreichung ein Individuum zu selbständiger Thätigkeit in einem großen Kreise berechtigen soll.

Betrachten wir nun die beiden Bildungswege in Beziehung auf die beiden Zwecke jedes Standes im Staate, so finden wir, daß jedes Mitglied eines Standes im Staate gebildet werden müsse,

1) theoretisch-human, durch Bildung von Vorstellungs- und Erkenntnißvermögen, durch die Lehre von den allgemeinen intellectualen, moralischen und ästhetischen Wahrheiten,

2) praktisch-human, durch Bildung von Vorstellungs- Erkenntniß- Streb- und Handlungsvermögen, durch eigene Erfahrung,

3) theoretisch für einen speciellen Zweck, d. h. wissenschaftlich durch specielle Ausbildung von Vernunft und Verstand für die Erkenntniß einer bestimmten Classe von, in Gestalt von Dogmen, vorgetragenen Wahrheiten,

4) praktisch oder empirisch, durch specielle Ausbildung von Vorstellungs-, Erkenntniß-, Strebungs- und Handlungsvermögen, mit Rücksicht auf einen bestimmten äußeren Zweck.

Ist hiermit nun auch die Qualität dessen gefunden, was durch Bildung erworben werden muß, so ist das Nächste und Schwierigere, die Qualität zu finden, in welcher der Besitz desselben für gewisse Zwecke ausreicht.

Herausfallen bei den nachfolgenden Betrachtungen die Punkte unter 1 und 2, bei denen sich ein Maß, mit welchem

sie ausreichend vorhanden sind, nicht bestimmen läßt, da nach den Punktationen der Moral eben nur die vollkommenste, bewußte Humanität die ethischen Zwecke der Menschen erfüllt.

Richten wir aber unser Augenmerk auf die Punkte 2 und 3 in ihrer Anwendung auf die Technik, in der Absicht, obiges Maß zu bestimmen, so treten uns wieder zwei Gesichtspunkte entgegen, unter denen sie betrachtet werden können.

I. Man kann die Technik studiren, um sie wieder zu lehren.

II. Man kann sie studiren, um sich zu praktischen Ausführungen fähig zu machen.

Im ersten Falle wird die unter dem Punkte 3 genauer bezeichnete Bildung die Hauptsache, die unter 4 angegebene die wünschenswerthe Hilfskenntniß sein. Das heißt mit andern Worten: jede Erfahrung wird sich für den **Lehrer** in einen **Lehrsatz** umzuwandeln haben, um für ihn von Werth zu sein.

Im zweiten Falle kehrt sich das Verhältniß um. Hier wird die Handlung, das Produciren, die unter 4 aufgeführte Art der Bildung, Hauptsache, und das Bewußtsein, warum so und nicht anders zu handeln ist, wünschenswerthe Nebensache. Hier muß jede **Lehre**, jede **Wahrheit** die Form **einer Regel** annehmen, nach der unmittelbar Material zu behandeln ist, wenn sie Werth haben soll.

Nun ist aber, wie wir oben gesehen haben, nicht die Lehre das eigentliche Amt des Technikers, sondern die Abhilfe materieller Bedürfnisse, und daher ist allenthalben seine Thätigkeit aus dem Gesichtspunkte, der oben unter II. aufgeführt worden ist, zu betrachten.

Es ergiebt sich hieraus, daß das Wissen, welches sich durch die Lehre erlangen läßt, für den Techniker nichts weiter sein kann und darf, als eine Basis, auf der er das Gebäude seiner ganz speciellen Fachbildung, mit den Mitteln, von denen er weiß, daß sie ihn zur Erreichung eines ganz bestimmten äußeren Zwecks hinführen werden, aufbaut.

Gilt es nun, das Maß von erlerntem, systematisch-geordnetem, mit einem Worte theoretischem Wissen zu bestimmen, welches zu der Vermuthung berechtigen soll, daß Der, welcher es erworben hat, in jeder Stellung in dem von ihm gewählten Kreise sich orientiren und seinen Beruf organisch werde gestalten können, so tritt es uns aus dem Obigen entgegen, daß es das sein werde, welches dem Techniker ein geordnetes Bild von allem dem, was in Wissenschaft und Leben anschauens- und wissenswerth ist, giebt, ohne ihn, durch Vorwiegen einer einzelnen Disciplin, zu gelehrten Speculationen in derselben zu verleiten. Dieses Maß erfüllt sich für jeden nach Maßgabe seiner Eigenschaften von selbst bei einem vernunftgemäßen Bildungsgange. Die Thätigkeit im Leben zerfällt von selbst in drei Haupttheile: die den Lehrjahren, den Wanderjahren und den Meisterjahren der alten Zünfte entsprechen.

Die Lehrjahre zerfallen wieder in zwei Unterabtheilungen, von denen die erste dazu verwandt werden muß, aus dem Kinde ein im Allgemeinen vernünftig schließendes Wesen zu machen, indem in thunlichster Vollständigkeit Alles, was auf der Welt eine vernünftige Folge zeigt, an seinem geistigen Auge vorübergeführt wird. Es ist dies die Zeit der Schulbildung. Sie sollte für den Techniker dieselbe sein, wie für alle anderen Stände im Staate und ihm in prägnanter, lebhafte, dauernde Eindrücke hinterlassender Weise die Regelung des Naturlebens durch ewige und einfache Gesetze, die Einflüsse dieses Lebens auf das Völkerleben in geistreicher Darstellung der Physik, Astronomie, Geographie und Geschichte lehren, ihm zeigen, wie das complicirter und vollkommener werdende Völker- und Staatsleben neue Formen der Anschauung der Weltregierung und des Glaubens producirte, wie diese wieder unmittelbar die Form der Gesittung und künstlerischen Cultur der Völker bedingte, wie, den Bedürfnissen dieser Gesittung und Cultur angemessen, sich die Erkenntniß von der Gesetzmäßigkeit der Geistesthätigkeit erweiterte und dem allen sich die Sprachen in strenger Logik ihres Baues anschmiegten.

Erst wenn dieses große Weltbild in einer Weise vor den Augen des Lernenden entrollt ist, wie sie unsere Gymnasien in neuerer Zeit immer mehr zu geben streben, kann derselbe mit einiger Sicherheit, geleitet von seiner durch die Aufnahme von nur gesetzlichen Vorgängen geläuterten Urtheilskraft und der Stimme seines Berufs zu der Wahl eines Lebensweges schreiten und entweder in eine Fachschule treten, oder die Universität beziehen. Hiermit beginnt der zweite Theil der Lehrzeit und dem bisher universellen, nur auf allgemeine Ausbildung zielenden Studium, wird die specielle Richtung ertheilt. Die Fachschule giebt dem Lernenden in ihrer unteren Abtheilung den Ueberblick über den Umkreis aller Wissenschaften, die mit seinem schon im allgemeinen bestimmten zukünftigen Berufe in Beziehung stehen können und bietet in ihrer obern Abtheilung Gelegenheit, alles das mit Nutzen in sich aufnehmen zu können, was es in einem speciell-technischen Fache Gesetzmäßiges und in Lehrsätze Faßbares giebt.

Gleicht das auf dem Gymnasium gesammelte Wissen einer Weltkarte, so gleicht das in der unteren Abtheilung einer Fachschule Gesammelte einem Stadtplane und das in der obern Abtheilung Geschöpfte dem Plane des Hauses, in dem man künftig wohnen soll. Das eben gesuchte Maß des theoretischen Wissens für den Techniker ist durch die vorstehende Darstellung seines Bildungsganges bis zum Austritte aus der Fachschule, vollständig gegeben und wird bezeichnet durch die Anforderung, daß er in letzterem Augenblicke in den Kenntnissen, die zur allgemeinen Bildung gehören, **orientirt**, in den mit seinem speciellen Fache in naher Verbindung stehenden Wissenschaften

bekannt und mit seiner Berufswissenschaft **vertraut** sei.

Genügt ist hiermit den Anforderungen an den Theil der Bildung des Technikers, die wir oben unter 3 bezeichneten und den man im Allgemeinen mit dem Namen des „theoretischen" zu bezeichnen pflegt.

Aus der obern Abtheilung der Fachschule in das Leben tretend, hat sich der Techniker den zweiten Theil seiner Bildung zu erwerben.

War in der Fachschule seine Thätigkeit lediglich receptiv, die Ausbildungsbestrebungen blos auf zwei Geistesvermögen, den Verstand und das Gedächtniß, gerichtet, so ändern sich nun diese sämmtlichen Verhältnisse.

Das Lernen wird schwieriger, denn es ist nicht mehr einziger Berufszweck, sondern mit dem Ausüben des Gelernten schon verknüpft und erscheint, bei aller Wichtigkeit, nur secundär, während sich die Nothwendigkeit herausstellt, daß ein Theil des Geistes des Lernenden die Stelle des Lehrmeisters für den übrigen vertrete, indem das Anschauungsvermögen der Vernunft die Objecte zur Verarbeitung und gesetzmäßigen Anordnung, diese die gefundenen Resultate dem Gedächtnisse zur Aufbewahrung überliefert, während, so lange die Lehre eines Meisters gehört wurde, das Aufzunehmende schon geordnet vor die Seele des Lernenden geführt wurde. War für das Lernen in der Schule das Talent erforderlich, so ist es hier das selbst schaffende und ordnende Genie; galt es dort, Lehrsätze, durch fleißiges Wiederholen, sich einzuprägen, oder Geistiges mit dem Geiste zu empfangen, so gilt es hier, den Geist in der körperlichen materiellen Gestalt, in der er erscheint, zu erkennen, und aus einer Reihe momentan erscheinender und verschwindender Fakten, das Wichtige und Entscheidende zu erfassen und dem Geiste einzuverleiben. Begabt wird Der hier zu nennen sein, der jede Erscheinung geschickt und an der rechten Stelle in das Notizbuch seines Geistes einzutragen versteht, welches ihm die Schule rubrizirt hat.

Als ganz neue Gegenstände des Studiums stellen sich in diesem zweiten Lebensstadium vor den Geist des Lernenden:

1) die factisch und im Großen auftretenden Erscheinungen der theoretisch und im Experiment kennen gelernten Naturkräfte,

2) die Natur der Nebenmenschen,

3) die bürgerlichen Verhältnisse.

Als Beurtheiler, mit welchem Erfolg diese Studien getrieben worden sind, erscheint nicht ferner mehr die milde Kritik des Lehrers, sondern das unerbittliche Gelingen oder Nichtgelingen, mit allen seinen Gefolgen von Verlusten oder Gewinnen an Geld und Vertrauen.

Alle drei Studien sind gleich schwierig, die Vernachlässigung eines einzigen hinreichend, den Techniker den Weg zum Amte des ausübenden Meisters zu verbauen.

1) Bei dem Eintritte in das praktische Leben, wo der Techniker seine Kräfte mit anderen gleichgearteten zur Erreichung eines bestimmten Zweckes zu vereinen hat, erblickt er das erstgenannte Studium zunächst seine Rechte fordernd.

Er kennt die Gesetze der Schwere und des Hebels und steht doch rathlos auf dem Werkplatze mit seinem Brecheisen vor einem zu bewegenden Steinblocke, den der hinzutretende Handlanger geschickt bewegt und behandelt. Er kennt, vom Hörensagen, die Tragfähigkeit der verschiedenen Bodengattungen, aber er wird nicht wagen, im Augenblicke zu bestimmen, ob eine Unterlage fest genug sei, um das Daraufsetzen einer Winde zu gestatten, er kann die Tragfähigkeit eines Mauerkörpers berechnen, muß aber gestehen, daß er keine Idee davon habe, wie stark das Fundament einer Drehscheibe, eines Hammers herzustellen sei, um den nicht zu berechnenden, nur zu schätzenden Erschütterungen von Schlägen und Stößen auf die Dauer zu widerstehen. Er kennt die Festigkeit der Materialien, aber ist außer Stande zu bestimmen, was einem Holz-Eisenkitt- oder Bleidübel in einem Steinblocke zugemuthet werden kann. Er ermahnt den Erdarbeiter dem Lehme keine stärkere Böschung als 70° zu geben, dieser aber erklärt ihm, daß er die Lehmwände tief unterarbeiten müsse, wenn er den Boden vortheilhaft gewinnen wolle und er sieht, trotz des in Lehrbüchern angegebenen Böschungswinkels für Lehm, denselben hier in hohen, übergeneigten Wänden stehen, beim nächsten Regenguße aber seine, genau nach den gesetzlichen Winkeln geneigten Böschungen, weit auseinander fließen, während ein Sturm tiefe Furchen in seine Sandböschungen bläst, die Fahrt einer Feldmaus seine künstlichsten Entwässerungspläne zu Schanden macht, oder der Bau eines Kaninchen einen Deich vernichtet, dessen Wiederstandsfähigkeit gegen den vorhandenen Druck auf zehnfache Sicherheit berechnet war. Der überschwängliche Reichthum dessen, was hier noch zu lernen ist, tritt dem Neuling, besonders durch das Ordnungslose, in dem es ihm vorliegt, überwältigend entgegen und nicht ermuthigend wirkt dabei die Ueberzeugung, daß hier kein Fleiß hilft, wenn die Gelegenheit zum Lernen nicht gegeben wird, diese Gelegenheit aber gewöhnlich erst dann eintritt, wenn eigentlich schon gelernt und gewußt sein sollte und daß endlich das Lernen hier immer das Geld und die Zeit Anderer kostet. Die Erfahrung erhält daher einen so ungemein hohen Preis in seinen Augen.

In rascher Folge fordern nun bisher wenig beachtete Eigenschaften die ihrer Geltung angemessene Ausbildung.

Der persönliche Muth, die Entschlossenheit, die Umsicht, die körperliche Geschicklichkeit, erscheinen mit ihrem ganzen Gewichte und machen dem Neuling im Leben deutlich, daß

der Gelehrteste in der Praxis ohne sie nichts, der Ungelehrte aber sehr viel durch sie sein könne.

2) Zu gleicher Zeit, wenn der Neuling zum ersten Male mit den Kräften der Natur in Kampf tritt, erfährt er auch, daß es nicht blos das Natur- und Vernunftgesetz ist, welches unsere Handlungen leiten darf, sondern daß ein anderes Element in das Spiel kommt, welches mit dem Namen Weltklugheit nicht unpassend bezeichnet wird.

Aus dem Kreise von Eltern, Lehrern und Mitschülern tretend, in welchem es kein Ringen um die Vortheile des Lebens gab, sieht er sich inmitten von Personen versetzt, die im Grunde genommen, alle seine natürlichen Feinde sind, da er möglicherweise doch einmal den Platz, zu dem sie sich berechtigt glauben, einnehmen, oder ihnen in der Lebensrennbahn gar den Preis abgewinnen könnte.

Eine zweite, neue Sphäre der Thätigkeit thut sich daher für den Neuling in der Kunst auf, die Vortheile, welche ihm durch die seltene Liebe seiner Nebenmenschen und Fachgenossen geboten worden, mit Güte zu Erreichung seiner Zwecke zu benutzen, die feindlichen Einflüsse von Außen aber, mit möglichst geringer Beeinträchtigung dessen, der sie ausübt, thunlichst zu paralysiren. Zum ersten Male sieht er sich darauf hingewiesen, seine Absichten zu verbergen, um dem in gleicher Richtung Strebenden nicht Gelegenheit zu Hinderungen zu geben, zum ersten Male veranlaßt, aus Andeutungen die Absichten Anderer zu errathen, um daraus das für ihn selbst Förderliche zu entnehmen. Es gilt mit einem Worte zu lernen: Klugheit und Güte zu verbinden.

Der Charakter der Masse fordert ihn zum Studium auf, indem er sieht, daß derselben nur durch das Insspielziehen des eigenen Vortheils die größtmögliche Arbeitskraft zu entnehmen ist. Es gilt zu erfahren, was für die Menge lockend, spornend und von Werth ist, für den Arbeitgeber aber im verhältnißmäßig niederen Preise steht, um theils durch Gewährung solcher Vortheile die Arbeitskräfte zu steigern, theils aber auch die feinfühlende Stelle zu finden, wo der Menge Zaum und Gebiß angelegt werden kann.

Es gilt zu lernen, wie Humanität mit der Kunst zu vereinen ist, für möglichst niederen Preis die höchste Arbeitskraft zu erhalten, zu lernen ferner, wie die Masse der Arbeitskraft durch Energie des Handelns bewegt und derselben Leben und Vertrauen durch die Art eingeflößt wird, mit der die Intelligenz sich sicher und fest in dem für die Menge unbegreiflichen Wirbel der Ereignisse zeigt. Den tiefsten Eindruck auf den Neuling wird jederzeit das Gebahren des Meisters machen, der, mit sicherer Menschenkenntniß, aus der Masse immer die Kräfte zu wählen versteht, die für seine Zwecke die dienlichsten sind.

Am energischsten sich geltend machend erscheint aber für den Lernenden die Nothwendigkeit im guten Einvernehmen mit seinem Vorgesetzten zu stehen.

Daß die bloße Pflichterfüllung hier nicht genüge, leuchtet dem Befähigten nach den ersten Tagen im praktischen Leben ein, und bald findet er, daß er durch genaues Beobachten der Charaktere seiner Vorgesetzten die Form finden müsse, in der sie die Pflicht erfüllt zu sehen wünschen.

Es ist die Kunst zu lernen, bemerkte Fehler der Vorgesetzten unschädlich zu machen, ohne sie vor der Welt, die Empfindlicheren sogar auch vor sich selbst bloszustellen, den Ausbrüchen des Rohen die Formen der Urbanität entgegen zu setzen, dem Stolzen immer das Würdigste als das ihm allein Angemessene vorzustellen, den Eiteln zu Benutzung fremder Gedanken zu veranlassen, indem man sie ihm als die eigenen erscheinen läßt und die Schwäche eines Jeden in den Schatten, die guten Seiten, die Stärken aber in das hellste Licht zu setzen, ohne sich zur Heuchelei zu erniedrigen; es gilt mit einem Worte den alten Spruch der heiligen Schrift: Seid klug wie die Schlangen und fromm wie die Tauben! in das Leben zu führen.

Kurz das Essentiale für den gebildeten, in einem großen Organismus stehenden Mann muß gelernt werden, nämlich: „**Gehorchen**, ohne die eigene Individualität aufzugeben. Damit wird zugleich für später gelernt, zu befehlen, ohne von Andern das Aufgeben ihrer Individualität zu fordern.

3) Außer den Formen des Verhaltens, die dem Lernenden durch die Verhältnisse zu Untergebenen, Collegen und Vorgesetzten geboten werden, machen sich auch noch andere von beständigerer und verhältnißmäßig leichter zu erkennender Natur zur Kenntnißnahme geltend, es sind die des Staates in dem er lebt.

Die beiden Objecte, welche die Staatsökonomie mit Recht als die allein wirklich werthvollen bezeichnet: Arbeitskraft und Bodenproduct unterliegen fortwährend der Manipulation des Technikers und dieser sieht sich energisch aufgefordert, die Verhältnisse derselben zu dem Tauschmedium, dem Gelde, genau zu ermitteln, mit anderen Worten, den landesüblichen Preis derselben in größtmöglichem Umfange kennen zu lernen; ferner sich von den Landesgesetzen, welche von Erwerbung und Abtretung des Eigenthums handeln, den üblichen Zahlungsverhältnissen, den Formalitäten der Sicherung einer Verhandlung ꝛc. zu unterrichten, damit er im Stande sei, wenigstens kleinere, öfter vorkommende Contracte und Verträge, ohne juristische Beihilfe rechtskräftig anzulegen und Sachbefunde in den gehörigen Formen zu Papier zu bringen.

Er wird die Competenzkreise der verschiedenen Behörden, besonders der der Polizeigewalt in dem Umrisse kennen zu lernen haben, um, betreffenden Falls, durch Addressirung an die gehörige Behörde, keine Zeitverluste herbei zu führen.

Blicken wir nun auf den Theil der Laufbahn des Technikers zurück, wo derselbe, aus der Lehranstalt tretend, als Organ eines Meisters zuerst im praktischen Leben wirkt, so haben wir im Obigen gefunden, daß er sich in dieser Zeit erwerben müsse:

a. Handgeschicklichkeit,

b. Vertrautheit mit den Aeußerungen der Naturkräfte im Großen,

c. Vertrautheit mit den Eigenschaften der Materialien, die erfahren, nicht gelehrt werden können,

d. Geistesgegenwart beim Eintritte unvorhergesehener Ereignisse,

e. Umsicht und Entschlossenheit,

f. Gewandtheit im Umgange mit Gleichgestellten,

g. Geschicklichkeit, Energie und Menschenkenntniß im Umgange mit Untergebenen,

h. Weltklugheit im Umgange mit Vorgesetzten,

i. Die Kunst zu gehorchen und zu befehlen,

k. Die Kunst die Verhältnisse in der vom Staate geforderten Form zu behandeln.

Denken wir hierzu noch die Erfüllung eines, meist viele Zeit in Anspruch nehmenden Berufes, und die Dringlichkeit mit der sich die Erwerbung der genannten Kenntnisse vor Augen stellt, so wird es uns deutlich, daß an ein Fortsetzen der theoretischen Studien grade in diesem Theile des Lebenslaufs des Technikers am wenigsten gedacht werden kann. Von diesen wird ihm nach derselben nichts weiter geblieben sein, als das Schema, in das er die erworbenen, praktischen Kenntnisse systematisch einzureihen hat. Und in der That erscheint dies hinlänglich. Der Beruf des Technikers hat in gewisser Beziehung die größte Aehnlichkeit mit dem des Arztes und Juristen.

Der Arzt hat zum Beispiel auch Chemie und der Jurist römisches Recht zu studiren, wem aber wollte es einfallen zu verlangen, daß er lebenslang ein guter Chemiker und im corpus juris vollkommen zu Hause bleibe; die Erfahrung am Krankenbette, im Geschäftsleben, wenn sie nur auf einer wissenschaftlichen Basis ruht, macht hier den Mann. Die Engländer, bei denen der praktische Tact zum Nationalgenie geworden ist und der sich zu unserem Tacte in dieser Beziehung so verhält, wie der griechische Schönheitssinn, der auch Nationaleigenthum geworden war, zu dem unseren, haben das Richtige erkannt und scheiden theoretical men ganz von den practical men, von welchen letzteren sie nur so viel Erinnerung an den theoretischen Theil ihrer Bildung verlangen, daß sie verstehen, Beobachtungen wissenschaftlich anzustellen und es beurtheilen können, wenn die Resultate derselben der theoretischen Behandlung durch einen andern (theoretical man) zu übergeben ist.

Das Beispiel der größten lebenden Ingenieure (Stephenson und Fairbairn) ist Zeugniß hiervon.

Uebrig geblieben muß freilich von den theoretischen Studien die Fertigkeit sein, die von den Theoretikern gefundenen, in Formeln ausgedrückten Gesetze zu verstehen und anzuwenden.

III. Der Hinübertritt in das dritte Stadium des technischen Lebens geschieht, indem dem Techniker die Ausführung eines größern Werkes selbständig übertragen wird.

Als neue Elemente dieses Lebenstheiles erscheinen ihm:

1) die Nothwendigkeit selbständig und im Ganzen die Art seiner Aufgabe und die Kräfte zu übersehen, die zu deren Lösung von Nöthen sind;

2) die Nothwendigkeit, diese Kräfte nach eigenem Urtheil zu beschaffen;

3) die Nothwendigkeit diese Kräfte nach den Bedürfnissen der neuen Aufgabe, nach neuen Principien zu organisiren, die er lediglich aus eigenen Ueberzeugungen zu entwickeln hat;

4) das Gefühl des vollen Gewichts der Verantwortlichkeit;

5) das Alleinstehen und die Unmöglichkeit in allen Princip- und letzten Entscheidungsfragen von Anderen Rath zu erholen.

1) Kein großes Werk, das äußere Kräfte bedarf, kann durch einen Einzelnen ausgeführt werden. Hat der Meister, der mit Ausführung eines solchen betraut worden ist, seinen Stoff so genau kennen gelernt, als es sich aus Vorarbeiten thun läßt, und eine Uebersicht über die dabei nöthigen intellectualen Kräfte erhalten, so wird er seinen Blick unbefangen nach innen zu richten und zu sehen haben, welchen Leistungen er selbst gewachsen ist, zu welchen andern er Hilfe bedarf und zuletzt, welche er gänzlich Anderen überlassen muß. Dabei wird er finden, daß er selbst an aller der Kenntniß reicher geworden ist, die das Leben giebt, ärmer an der, die er vor langen Jahren durch Lehre empfangen hat.

a. Zugleich aber wird er bemerken, daß es leicht und wohlfeil ist, sich mit Personen zu umgeben, denen, als eben aus dem theoretischen Cursus Getretenen, die Doctrin noch geläufig ist, die ihm als Werkzeuge dienen können, um die von seinem Talente gestellten, und mit den gehörigen Unterlagen versehenen Aufgaben, mit Leichtigkeit zu lösen.

b. Er wird ferner finden, daß er Kräfte zu Geschäftsverrichtungen gemischter Natur bedarf, wo in einigen Fällen das technische Element, in anderen das administrative überwiegend ist.

c. Es liegt ihm endlich vor Augen, daß er auch Kräfte rein administrativer Natur und physischer Kräfte bedürfen wird.

2) So leicht es ihm nun auch bei der Ausbildung unserer Schulen und der Gewerke werden wird, die unter a. und c. benannten Kräfte durch geeignete Persönlichkeiten vertreten zu lassen, so schwer wird es ihm werden, Individuen zu finden, welche die unter b. genannten Kräfte in sich vereinen.

Daß aber gerade diese Gattung von Kräften diejenige sei, von der meist das gute und billige Gelingen technischer Unternehmen abhängt, ist eine unbestrittne Thatsache. Keine Schule, kein Gewerk, liefert diese Kräfte, die Abstufungen, in denen die administrativen und technischen Fähigkeiten in den Individuen gemischt sind, sind unzählig und nur Talent, Menschenkenntniß und ausgebreitete Bekanntschaft in der technischen Welt mit der man aufgewachsen ist, sichert einigermaßen den Erfolg des Versuchs, sich diese Kräfte zu verschaffen.

Will man Beispiele hierfür, so liegt sofort das ganze Personal der Eisenbahnen vor Augen. Was ist bei dem Ingenieur mehr werth: technische Kenntniß, oder sorgsame, umsichtige, treue Verwaltung? für welche Branche der Eisenbahnverwaltung ist nicht ein gewisser Grad technischer Kenntniß wünschenswerth und nothwendig? für welche die Gabe zu ordnen und zu organisiren entbehrlich? Was nun für jede Stellung das Werthvollste sei, ist oft schwer zu bestimmen und in den meisten Fällen wird das allgemeine Vertrauen zu einer Persönlichkeit entscheiden müssen.

3) Diese Kräfte werden es auch sein, welche der Meister, bei der Organisation der Gesammtthätigkeit seines Personals, am weitesten von dem Mittelpunkte seiner Verwaltung entfernen und an die Punkte stellen kann, wo sich die technischen und administrativen Fäden derselben zu Knoten knüpfen, während er eng um sich selbst die intellectuellen Werkzeuge schaart, welche die Gedanken weiter denken müssen, deren Verfolgung ihm Zeit kosten würde, die besser verwandt werden kann, und ihm Resultate in einer Form vorzulegen haben, woraus die Gestaltung neuer Fragen, oder die Beantwortung einer Hauptfrage von ihm mit möglichst geringem Zeitverluste hergeleitet werden kann. Was würde man z. B. von einem Oberingenieur denken, der alle Rechnungen über den Druck der Erde hinter jeder Futtermauer, den Druck jedes Gewölbes auf seinem Kämpfer selbst anstellen wollte. Was sollte dabei aus der Auslegung der Linie und der Controle der Arbeiten werden?

4) Aus dem Ueberblicke der ihm obliegenden, oft die Fähigkeit eines Menschen fast übersteigenden Verpflichtungen, erwächst dem ausführenden Meister das Gefühl der Verantwortlichkeit, das für dieses Lebensstadium charakteristisch und dessen mehr oder mindere Lebendigkeit, meist das Maß für die Zuverlässigkeit des Meisters giebt. In Verbindung mit

5) der Ueberzeugung, daß er bei den ihm übertragenen Geschäften nur allein sein eigener Berather sein könne, wird es, bei gehöriger Lebendigkeit, schon im Augenblicke der Uebernahme einer Ausführung durch einen Meister eine beträchtliche Garantie für die Fähigkeit desselben, die Aufgabe zu lösen, bieten.

Haben wir nun in Vorstehendem den normalen Bildungsgang eines Technikers verfolgt und somit die Eigenschaften bezeichnet, die den Vollkommenen in diesem Fache charakterisiren, so wird die nun vorliegende Frage sein: wie ist es für den Staat möglich, für seinen Dienst die Individuen zu finden, welche dieser Vollkommenheit möglichst nahe kommen? Die allgemeine Vollkommenheit ist aber etwas Ideelles und daher das Augenmerk blos auf das für einen gewissen Zweck möglichst Vollkommene zu richten.

Nun liegt aber auf der Hand, daß die Zwecke des technischen Staatsdienstes sehr verschiedener Natur sind.

Die Stellungen, welche diese Zwecke repräsentiren, zerfallen in 4 Classen

1) rein theoretisch-technische, z. B. Lehrstellen,

2) rein praktisch-technische, z. B. Constructeurstellen, in Werkstätten und auf Eisenbahn-Bureaus, Chemiker in Fabriken,

3) gemischt technisch-administrative vom Oberbahnwärter bis zum Oberingenieur, Wegemeister bis Conducteur, Buhnenmeister bis Wasserbauconducteur, Werkmeister bis Maschinenmeister,

4) gemischt administrativ-technische, z. B. sämmtliche obern Directionsstellen technischer Anstalten.

Gleiche Eigenschaften für verschiedene Zwecke zu verlangen, hieße der Logik zuwider handeln, oder die Erzeugung von lauter Universalgenies prätendiren.

Läßt man nun den oben geschilderten Studiengang eines Idealtechnikers an sich vorübergehen und drückt man das nach und nach Erworbene als Eigenschaften aus, so lassen sich dann leicht für jede Classe der technischen Zwecke im Staate die nothwendigen Eigenschaften bezeichnen. Die Eigenschaften des Idealtechniker sind aber:

A. universelle Bildung:

1) Kenntniß der ethischen Gesetze,
2) Kenntniß der Gesetze der Geistesthätigkeit,
3) historische Bildung,
4) sprachliche Bildung.

B. theoretische Fachbildung:

5) Kenntniß des Gesammtumfangs der Mathematik,
6) Kenntniß der mathematischen Naturgesetze,
7) Kenntniß der chemischen Naturgesetze,
8) Kenntniß der Eigenschaften der Materialien.

C. praktische, universelle Bildung:

9) Fertigkeit in Ausübung der ethischen Gesetze: sittliche Güte,

10) Fertigkeit in Anwendung der Kenntniß der Gesetzmäßigkeit der Geistesthätigkeit: Menschenkenntniß,

11) Fertigkeit in Anwendung der historischen Erfahrungen: Weltklugheit,

12) Fertigkeit in der Behandlung der Sprache: Fähigkeit, den Gedanken dem Nebenmenschen deutlich zu machen.

D. praktische Fachbildung:

13) Fertigkeit in Behandlung der Mathematik und Anwendung derselben auf den gegebenen Fall,

14) Fertigkeit im Erkennen der mechanischen Naturgesetze aus der Erscheinung und geeigneten Verwendung derselben für einen bestimmten Zweck,

15) Fertigkeit im Erkennen und Verwenden der chemischen Naturgesetze,

16) Fertigkeit, die praktisch-nützlichen Eigenschaften der Materialien aus ihrem Aeußern zu erkennen.

Wir haben oben gefunden, daß es vier technische Künste gebe, ferner, daß die Technik in viererlei Gestalt im Leben auftrete, von denen zwei Formen die Mischung derselben mit der Administration verdanken. Jede dieser Künste, jede dieser Gestalten wird andere der eben aufgezählten Eigenschaften erfordern und wir erhalten auf diese Weise sechzehn Formen der technischen Bildung, deren jede die geeignetste für die Ausfüllung einer gewissen Classe von Stellungen im Staate ist.

Diese 16 Hauptclassen der technischen Stellungen im Staate sind ungefähr folgende, nach den technischen Künsten geordnet:

A. Meßkunst:

1) Rein theoretische,
Lehrer der Mathematik ꝛc.;
2) rein praktische,
Feldmesser, Observatoren ꝛc.;
3) gemischt technisch-administrative,
Vermessungsconducteure ꝛc.;
4) gemischt administrativ-technische,
die obersten Vermessungs-Behörden des Landes.

B. Baukunst:

5) Rein theoretische,
Lehrer der Statik und Baukunst;
6) rein praktische,
unmittelbar die Bauausführer, beaufsichtigendes Personal;
7) gemischt technisch-administrative,
Bauschreiber, Bauconducteure, Baumeister ꝛc.;
8) gemischt administrativ-technische,
bauleitende Behörde.

C. Maschinenbaukunst:

9) Rein theoretische,
Lehrer der Mechanik;
10) rein praktische,
Constructeure, Monteure ꝛc.;
11) gemischt technisch-administrative,
Werkmeister, Maschinenmeister ꝛc.;
12) gemischt administrativ-technische,
Vorstände einer ganzen Branche des Staatsmaschinenwesens.

D. Scheidekunst:

13) Rein theoretische,
Lehrer der Chemie;
14) rein praktische,
Chemiker in Fabriken, Münzen, Hütten, Apotheker ꝛc.;
15) gemischt technisch-administrative,
Hüttenleute, technische Dirigenten chemischer Anstalten ꝛc.;
16) gemischt administrativ-technische,
oberste Leitungsbehörde aller Geschäfte, die chemische Verwaltungszweige enthalten.

Es würde zu weit führen, für jede dieser Hauptclassen der technischen Stellen im Staate, diejenigen von den vorstehenden Eigenschaften eines Universaltechnikers zu extrahiren, die, in vollkommenster Ausbildung, zu bester Erfüllung der betreffenden Stelle von Nöthen sind. In der That ist es nicht schwer zu erkennen, daß man ein vortrefflicher Lehrer der Mechanik mit den unter 2, 5, 6 und 12 aufgeführten Eigenschaften sein kann, daß aber für jeden Mechaniker, der im praktischen Leben vielseitig brauchbar sein soll, die Eigenschaften 1, 2, 3, 4, 6, 8, 9, 10, 11, 12, 14, 16, ganz, 7 und 15 zum Theil gehören, und auf diese Weise für jede Stellenclasse die nöthigen Eigenschaften zusammenzustellen.

Ist es nun, wie schon oben erwähnt, unzweifelhafte Pflicht der Staatsverwaltung, thunlichst dafür zu sorgen, daß für jeden Wirkungskreis, dessen Ausfüllung eine technische Vorbildung erfordert, ein Individuum gefunden werden könne, dessen Eigenschaften denen am nächsten kommen, die zu einer vollkommenen Ausfüllung der Function denkbar sind, so erinnern wir daran, daß an derselben Stelle oben bereits vorläufig gefunden wurde, wie diese Pflicht in zwei Theile zerfallen müsse:

1) in die, den Kräften die Mittel zur Ausbildung zu bieten,

2) zu erforschen, in welchem Grade diese Ausbildung

bei den Individuen, welche auf Stellungen im Staate Anspruch machen, vorhanden ist.

Läßt man den Punkt 1 aus dem Spiele, da ihm allenthalben durch Errichtung trefflicher Lehranstalten genügt ist, so bleibt nur die schwierige Frage übrig: wie ist die allgemeine Befähigung eines Individuums für eine gewisse Stelle im Staate am sichersten zu erforschen? — Es giebt aber nur zwei Mittel, sich von dem innern Zustande des Menschen zu unterrichten:

a. Befragung,

b. Beobachtung seiner Handlungsweise.

Ist es nun sicher immer Sache der Erfahrung, Andeutungen dafür zu geben, durch welche Fragen die Geistesthätigkeit eines Menschen am tiefsten und sichersten erforscht werden könne, so ist es noch sicherer Sache des Talents, wenn nicht Genies, aus der Beobachtung weniger Handlungen, eines kurzen Zusammenlebens, sich ein Urtheil von einiger Sicherheit über die ganze moralische Individualität eines Menschen zu bilden.

Es wird daher nothwendig sein, die Körperschaft, die sich damit beschäftigen soll, die Befähigung oder Nichtbefähigung von Individuen für einen gewissen Berufskreis zu entscheiden, aus Personen zusammenzusetzen, denen die Erfahrungen eines bewegten Lebens, das sie vielfach mit großen Anzahlen von Individuen der verschiedensten Bildungsclassen in Berührung gebracht hat und die bei hinlänglicher Kenntniß von dem, was an Wissen für jedes Fach nöthig ist, Geist genug besitzen, das Wesen des Nebenmenschen nicht nur nach dem Maße der eigenen Individualität zu messen und die Mühe nicht scheuen, sich in das subjective Leben eines andern Individuums hineinzudenken, ja die Welt desselben auch von seinem Standpunkte aus zu betrachten.

In den meisten Fällen wird kein Urtheil über ein Wissen, sondern über eine allgemeine Befähigung zu sprechen sein, und dazu bedarf es jederzeit weniger der Gelehrsamkeit, als des Talents und des reinen Willens.

Stellt man sich, nach den oben angenommenen Principien, die Eigenschaften nebeneinander, die für alle technische Stellenclassen erforderlich sind, so findet man, daß einige dieser Eigenschaften, sowohl des Geistes als der Seele bei allen gleichmäßig wiederkehren. Es sind dies die Eigenschaften, welche durch theoretisch-universelle und theoretisch-technische Bildung producirt sind. Diese beiden Bildungsarten werden gegeben, durch die häusliche und Schulerziehung, während der Zeit des Besuchs der Realschule und der Fachschule. Ein Examen nach dem Austritte aus der Realschule, verbunden mit sorglicher Beobachtung der Lehrer, wird ein ziemlich vollständiges Bild von der allgemeinen wissenschaftlichen und sittlichen Bildung des Zöglings geben, eben so wie ein zweites Examen nach dem Austritte aus der Fachschule zeigen wird, ob ihm eine hinreichende Menge theoretischen Wissens geläufig genug sei, um zu der Hoffnung zu berechtigen, daß ihm das Nöthige davon für alle Zeiten bleiben werde.

Bis dahin hat die consequente Beobachtung des Lehrers die Factoren zur Beurtheilung seines moralischen Lebens, die Befragung die Basis zur Beurtheilung seiner wissenschaftlichen Bildung geliefert. Die Erfordernisse wären für alle Schüler gleich und die von ihren Lehrern angestellten Prüfungen genügten daher meistens nach allen Seiten. Ganz anders aber wird das Verhältniß, wenn, nachdem das Leben den angehenden Techniker Jahre lang den Augen der Prüfenden entzogen hat, die Befähigung desselben für die Einnahme einer selbständigen Stellung im Staate geprüft werden soll.

Das ganze große Gewicht der praktischen allgemeinen Bildung (9, 10, 11, 12 der obigen Aufzählung) kommt hier in Frage und entscheidet oft Alles, denn der vortrefflichste Techniker, der an sittlichen Gebrechen oder Unfähigkeiten leidet, unehrlich oder bestechlich ist, wird eben so wenig, oder weniger brauchbar sein, als der Unwissende.

Es sind 16 Classen technischer Stellen im Staate oben gefunden worden, 8 davon verdanken ihre Form der Mischung von Technik und Administration, bei 4 derselben überwiegt die Wichtigkeit der letzteren die erstere und diese sind gerade die einflußreichsten und vom größesten Wirkungskreise und somit auch die best honorirten im Staate. Es ist eben so unthunlich durch 16 Examina, deren manches Individuum, incl. derjenigen beim Austritte aus der Real- und Fachschule 6 zu machen hätte, erkennen zu wollen, ob einem Subjecte von seiner theoretischen Bildung so viel geblieben sei, als er zu Ausübung eines der verschiedenen Aemterclassen bedarf, als zu beabsichtigen auch nur annäherungsweise durch Befragung die Befähigung eines Individuums für die Ausübung oder die Verwaltung zu erkennen. Ueber das Letztere läßt sich nur Auskunft von Denen einziehen, die mit dem zu Prüfenden in der Praxis gestanden haben, und zwar werden hierbei die Vorgesetzten desselben die wenigst zuverlässige Quelle der Nachricht abgeben, da theils das Wirken des Betreffenden selten ganz direct unter ihren Augen geschieht und es daher leicht geschehen kann, daß sie Fehler, oder auch glückliche Handlungen ihm zuschreiben, die auf Rechnung Anderer gehören, theils das Motiv ihres Lobes oder Tadels, das am leichtesten zu verdächtigende ist, da es eben so denkbar erscheint, daß ein allzukluger Beamter von seinem Vorgesetzten, dem er unbequem ist, getadelt, als daß ein unfähiger Beamter gelobt wird, weil er bequeme Seiten hat, oder ein intelligenterer durch Neuerungen ꝛc. Mühe machen würde, oder weil er einmal vom Vorgesetzten empfohlen worden ist.

Der letzte Prüfstein für die ethische und technische Tüchtigkeit eines Technikers wird immer der Ruf sein, den er unter seines Gleichen, die Achtung und Liebe, die er von seinen Untergebenen genießt. Wenn es thunlich wäre, sich das Urtheil dieser Personen immer unverfälscht zu verschaffen, so würde dies alle Examina überflüssig machen, denn wer hat nicht schon in den Schuljahren erkannt, daß die Cameraden den Tüchtigen aus ihrer Mitte immer weit sicherer zu bezeichnen wußten, als der Lehrer selbst, der durch allerlei Kunstgriffe hintergangen werden kann; wer hat es nicht vielfach erlebt, daß diejenigen mittelmäßige Menschen blieben, welche die Schulzeugnisse und die Liebe der Lehrer als eminente Talente priesen, während es selten fehlt, daß der sich als wirklich bedeutend zeigt, den seine Schulkameraden schon unwillkürlich eine Superiorität zugestanden. Es verhält sich mit dem technischen Wissen und dem technischen Ausführen-Können, wie mit dem Verstehen und dem Sprechen einer Sprache. Das Verstehen erfordert nichts, als ein Kennen der Worte, das Sprechen aber auch, daß diese Kenntniß dem Geiste so zur Hand liege, das Sprechorgan an die nöthigen Handlungen so gewöhnt sei, daß es des Nachdenkens kaum mehr bedarf, wenn das an den rechten Platz gehörige Wort, die treffende Wendung gefunden und gesprochen werden soll.

Es wird demnach Sache des Talents der technischen Mitglieder der prüfenden Körperschaft sein, die Mittel zu finden, sich eine genügende Menge möglichst verläßlicher Urtheile aus den Lebenskreisen zu verschaffen, in denen sich der zu Prüfende bewegt hat, um im Augenblicke, wo derselbe seine Dienste dem Staate zu widmen wünscht, eine klare Ansicht über das Wesen desselben bilden und dieselbe der Behörde vorlegen zu können, die über die Verwendung oder Nichtverwendung desselben zu entscheiden hat.

Damit aber das Gesammelte von dem zu Prüfenden selbst unmittelbar im thunlichsten Umfange beglaubigt, und der vielleicht zwischen verschiedenen Individuen schwankenden Wage ein bestimmter Ausschlag gegeben werde, wird es vom größten Nutzen sein, dem Examinanden eine mehr oder minder umfängliche Frage aus dem Berufskreise, in den einzutreten er gewünscht hat, zu ausführlicher Beantwortung zu geben, und dabei aufmerksam darauf zu sein, daß in demselben Maße, wie der betreffende Berufskreis die Anwendung von Wissenschaft, Erfahrung und Verwaltung erfordert, die Lösung der Frage, die Entwickelung der einschlagenden Befähigungen gestatte. Schon aus der Vorliebe, mit der der Examinand die verschiedenen Theile seiner Arbeit behandelt, wird ein trefflicher Schluß zu ziehen sein, **wo die eigentliche Stärke** desselben liege. Wenn z. B. ein Ingenieur, der sich um eine Stellung bewürbe, bei welcher die Verwaltung vor der Technik vorherrscht, seine Prüfungsarbeit nur mit Formeln anfüllte und über den administrativen Theil flüchtig hinginge, so würde derselbe documentiren, daß er vielleicht zum Gelehrten, Schriftsteller und Lehrer, aber nimmermehr zur Ausfüllung der betreffenden Stellung tauge. Eben so würde eine schroffe und persönliche Polemik gegen die Ansichten Anderer zeigen, daß er in collegialischen Kreisen, wo es auf ein Zusammenstimmen der Kräfte ankommt, nicht zu verwenden wäre. Jedenfalls wird das Ganze der Arbeit, in Verbindung mit den gesammelten Notizen über das praktische Leben des zu Prüfenden, ein treueres Bild von seinem Wesen geben, als es irgend ein, wenn auch noch so langes mündliches und öffentliches Examen, in dem der Keckste fast immer der Beste ist.

Wird gegen diese Methode der Prüfung der Einwand gemacht, daß sie die Verwendung der Bücher und anderer Hilfsmittel zur Vervollständigung der Lücken des Wissens gestatte, so ist dagegen die Frage aufzustellen: Was will der Staat erfahren, wenn er die Techniker prüft, die in das Leben treten wollen? Will er erkennen, ob sie etwas wissen, oder ob sie das Wissen, gleichviel ob sie es stets selbst im Kopfe tragen, oder nur die Mittel besitzen, es allenthalben zu finden, anzuwenden verstehen? Will er wissen, ob sie **etwas gelernt haben** oder **ob sie ihm wirksam dienen können**, gleichviel **wie** sie dies beginnen? Gewiß in allen Fällen das Letztere! Und so werden denn die natürlichen Abschnitte des Lebens des Technikers auch natürlich durch drei Prüfungen bezeichnet, die nachweisen sollen, wie weit sie in jedem dieser Abschnitte ihrem Zwecke im Staate näher gekommen sind.

Das erste Examen, beim Austritte aus der Realschule, soll den zu allgemeinen Hoffnungen berechtigenden Knaben, das zweite, beim Verlassen der Fachschule, den in einem bestimmten Kreise kenntnißreichen Jüngling, und das Letzte, beim Eintritte in den Staatsdienst, den brauchbaren Fachmann nachweisen.

I. Schulprüfung.

Das Zeugniß über das erste dieser Examina soll über folgendes Auskunft geben;

1) Ueber die sittlichen Eigenschaften des Schülers, die an ihm bemerkten Mängel und Tugenden, Stärken und Schwächen der Fähigkeiten des Geistes und Gemüthes, und zwar in weit umfänglicherem Maße, als dies gewöhnlich die Schulzeugnisse thun;

2) über seine allgemeinen Kenntnisse, welche umfassen müssen:

a. Populäre Philosophie, Sittenlehre ꝛc.,
b. beschreibende Astronomie und Geographie,
c. Geschichte incl. Religionsgeschichte,
d. deutsche, englische, französische, lateinische und etwas griechische Sprache,
e. Literatur dieser Sprachen, Literatur- und Kunstgeschichte,
f. Mathematik, niedere,
g. Physik in Umrissen des ganzen Umfangs derselben,
h. Naturgeschichte, eben so
i. Chemie, theoretische.

II. Maturitätsprüfung.

Die Eigenschaften, deren Erwerbung das Zeugniß über die zweite Prüfung, die wir mit dem Namen der Maturitätsprüfung bezeichnen wollen, documentiren soll, zerfallen in 4 verschiedene Classen, nach dem in einer der technischen Künste gewählten Lebensberufe. Sie werden ganz zweckmäßig diejenigen bleiben, welche jetzt das Abgangszeugniß von den höheren technischen Lehranstalten des Landes nachweist.

III. Staatsprüfung.

Für das dritte Examen sind besondere Eigenschaften, die durch dasselbe bei dem Examinirten nachgewiesen werden sollen, nicht mehr anzuführen. Die, welche ihn prüfen, welche Erkundigungen über ihn eingezogen haben, werden lediglich **aus subjectiven Gründen, wie die Mitglieder einer Jury** über die Befähigung der Examinanden, selbständig als ausführender Meister aufzutreten, abzuurtheilen und ihm dies in dem auszufertigenden Zeugniß auszusprechen haben.

Die Anordnung der äußeren Form sämmtlicher Examina ist eine Specialität, deren Erwähnung nicht hierher gehört.

Wird zum Schlusse noch ein Blick auf die Resultate geworfen, welche Staatsprüfungen für Techniker bisher in den Ländern gehabt haben, in denen sie eingeführt worden sind, so findet man, weil das Maß des Verlangten fast allenthalben zu hoch gegriffen, auf das Bedürfniß des Lebens zu wenig Rücksicht genommen worden ist, daß dasselbe kein ganz günstiges zu nennen ist. Die Länder, die sich der am höchsten entwickelten Technik erfreuen, England, Amerika, Belgien, haben dieselbe frei nach den Bedürfnissen heranwachsen lassen.

In Preußen hat man mit dem gesunden Sinne der dasigen Verwaltung einen großen Theil der Erfordernisse, die in den Regulativen der Technikerexamina aufgeführt waren, wie es scheint, stillschweigend in der Praxis der Examina fallen lassen, ohne dieselben in den betreffenden Regulativen zu streichen.

Den besten Schluß dieses Aufsatzes werden die Worte eines der eminentesten Lehrer der Ingenieurwissenschaften in Deutschland, des Urhebers und Pflegers der Staatsprüfungen in einem größern deutschen Mittelstaate, die derselbe, auf Befragen über diesen Gegenstand, brieflich äußerte, bilden. Derselbe sagte:

„Für untergeordnete Stellen im Bau- und Betriebsfache gehören auch geringe geistige Capacitäten mit geringer Vorbildung. Jedes Land braucht einige wenige höher befähigte Techniker und von diesen verlange man auch das Höchste. Dies gilt aber nur für diese und nicht für die große Mehrzahl derjenigen, welche die Stellen zwischen der obersten Leitung und dem subordinationsmäßigen Gehorchen auszufüllen haben. Im Allgemeinen wird sich Keiner, von dem ein Maximum verlangt worden ist, zu Geringerem hergeben und zugleich darin etwas leisten und sich wohl fühlen. Das Letztere aber ist wie das Erste, Hauptbedingung für jede Stelle, wenn sie zweckmäßig ausgefüllt sein soll. Will man Staatsdiener, so darf man für den Staatsdienst die Staatsprüfungen nicht übermäßig erschweren und vollpfropfen, dadurch werden allemal Carricaturen erzeugt.

Ueber Kettenbrücken von durchaus gleicher Sicherheit.

Von

Dr. O. Schlömilch,

Professor an der Königl. polytechnischen Schule zu Dresden.

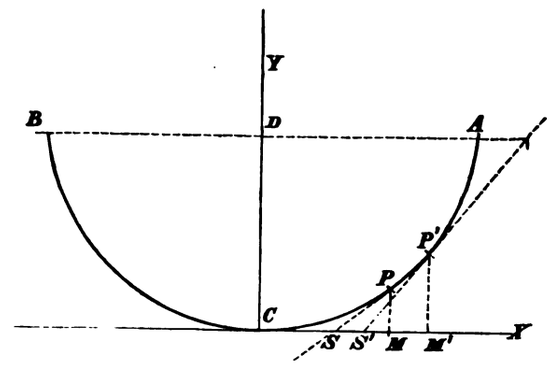
Vorgetragen im sächsischen Ingenieur-Verein den 13. November 1853.

Bei jeder Kette, sie mag nun frei aufgehangen oder durch eine Brückenbahn belastet sein, ändert sich die Spannung von Punkt zu Punkt bekanntlich in der Weise, daß sie im Scheitel (im tiefsten Punkte) der Kette ihren kleinsten Werth hat und von da aus nach den Aufhängepunkten zu wächst. Aus dieser Ungleichheit der Spannung resultirt unmittelbar eine ungleiche Sicherheit des Bauwerkes; ist z. B. an den Aufhängepunkten schon die erforderliche Sicherheit vorhanden, so findet im Scheitel eine noch größere Sicherheit statt, die nicht nur überflüssig, sondern sogar schädlich ist, weil das eigene Gewicht der Kette geringer ausgefallen wäre, wenn man den Querschnitt im Scheitel kleiner und zwar gerade nur so groß genommen hätte, als zur Erlangung derselben Sicherheit, wie an den Aufhängepunkten, nöthig sein würde. Genauer zeigt dies die Rechnung; ist nämlich q der Querschnitt der Kette an irgend einer Stelle und T die Spannung daselbst, so giebt der Quotient $\frac{T}{q}$ die auf die Flächeneinheit fallende Spannung, und wenn in jenem Punkte n fache Sicherheit stattfinden soll, so muß die Kette zerreißen, sobald das n fache von $\frac{T}{q}$ gleich wird der absoluten Festigkeit des Kettenmaterials, welche F heißen möge. Man hat daher

$$n\,\frac{T}{q} = F \quad \text{oder} \quad n = \frac{q}{T}\,F$$

d. h. bei einem constanten Querschnitte q ist die Sicherheit umgekehrt proportional der Spannung T. Will man dagegen der Kette eine durchweg gleiche Sicherheit verleihen, so muß $\frac{q}{T}$ unveränderlich bleiben, also der Querschnitt in demselben Maße wie die Spannung wachsen. Das Verdienst, diese Idee angeregt zu haben, gebührt Herrn Prof. Dr. Kulik an der Universität zu Prag; dagegen ist die Ausführung derselben, so wie sie der Urheber in seinen Schriften giebt*), für weniger gelungen zu erachten; so wird z. B. der Querschnitt der Kette im tiefsten Punkte erst durch eine Reihe mühsamer Correctionen bestimmt, ebenso der Pfeil der Kette nicht als gegeben angesehen, was doch innerhalb gewisser Grenzen stets der Fall ist, u. dgl. m. Eine andere Anlage der Rechnung dagegen liefert weit elegantere Resultate, welche direct und ohne alle Versuche sogleich die nöthigen Data für die Construction enthalten; dies ist der Grund, warum wir jene Idee, welche in der Praxis (vielleicht gerade wegen der unbequemen Form des bisherigen Calcüls) wenig Anklang gefunden zu haben scheint, hier wieder aufnahmen.

Durch den tiefsten Punkt C der Kette (s. beistehende Abbildung) legen wir die Abscissenaxe in horizontaler, die Ordinatenaxe in verticaler Richtung und nennen



a = AD die halbe Spannweite der Kette,
b = CD den Pfeil derselben,
x = CM die Abscisse des Punktes P,
y = MP die Ordinate " " P,
s = CP den von C nach P gerechneten Bogen,
τ = ∠ MSP den Winkel, welchen die Tangente in P mit der Abscissenaxe bildet,
q den Querschnitt der Kette im Punkte P,
q_0 " . " " " " C,
T die Spannung der Kette im Punkte P,
T_0 " " " " " " C,
γ das Gewicht der Volumeinheit des Kettenmaterials,
F die Festigkeit des Kettenmaterials für die Flächeneinheit, letztere in demselben Maße ausgedrückt wie a, b, x, y, s,
P das Gewicht der Längeneinheit der Fahrbahn sammt zufälliger Maximalbelastung mit Einschluß des Gewichtes der Tragstangen.

*) Untersuchungen über die Kettenbrückenlinie. Prag, 1838. 4. Anfangsgründe der höheren Mechanik. Prag, 1846. 8.

Laſſen wir den Bogen s um ſein Differential PP′ = ds zunehmen, ſo wachſen auch x, y, τ und T um ihre Differentiale und die auf das Kettenelement ds wirkenden Kräfte ſind erſtens die beiden in tangentialen Richtungen an P und P′ wirkenden Spannungen T und T + dT, ferner das eigene Gewicht des Kettenelementes, endlich das Gewicht von dem Theile der Fahrbahn, welchen das Element zu tragen hat. Letztere zwei Kräfte brauchen nicht zerlegt zu werden, weil ihre Richtungen bereits einer der Coordinatenaxen parallel gehen, dagegen bedürfen T und T + dT der Zerlegung und zwar iſt zu bemerken, daß dieſe Spannungen in entgegengeſetzten Richtungen wirken, ſo daß T mit der x Axe den Winkel τ + 180° und T + dT mit der nämlichen Axe den Winkel τ + dτ einſchließt. Demnach zerfällt T in

$$T\cos(180^\circ+\tau) = -T\cos\tau \text{ und } T\sin(180^\circ+\tau) = -T\sin\tau$$

und T + dT in

$$(T+dT)\cos(\tau+d\tau) \text{ und } (T+dT)\sin(\tau+d\tau);$$

ferner iſt das Volumen des Kettenelements PP′ gleich q ds mithin ſein Gewicht = γ q ds; das Stück der Fahrbahn endlich, welches PP′ tragen muß, hat die Horizontalprojection von ds, nämlich dx, zur Länge, mithin P dx zum Gewicht. Setzen wir nun die Summe aller horizontalen und ebenſo die Summe aller vertikalen Kräfte gleich Null, ſo entſtehen die beiden Bedingungsgleichungen

$$(T+dT)\cos(\tau+d\tau) - T\cos\tau = 0$$
$$(T+dT)\sin(\tau+d\tau) - T\sin\tau - [\gamma q\,ds + P\,dx] = 0$$

wobei die zuletzt erwähnten Gewichte γ q ds und P dx als negativ in Rechnung gebracht wurden, weil ſie im entgegengeſetzten Sinne der Ordinaten wirken. Die obigen Gleichungen ſind identiſch mit den folgenden:

$$d(T\cos\tau) = 0 \text{ und } d(T\sin\tau) = \gamma q\,ds + P\,dx$$

von denen die erſte unmittelbar integrabel iſt, ſie liefert

$$T\cos\tau = \text{Const.}$$

Die Bedeutung der Conſtanten ergiebt ſich aus der Specialiſirung x = 0. wodurch τ in Null und T in T_0 übergeht; es wird Const. = T_0 alſo

$$1)\quad T = \frac{T_0}{\cos\tau} = T_0\sec\tau.$$

Erinnert man ſich an die bekannten Gleichungen

$$\cos\tau = \frac{dx}{ds},\quad \sin\tau = \frac{dy}{ds},\quad \operatorname{tg}\tau = \frac{dy}{dx}$$
$$ds^2 = dx^2 + dy^2,$$

ſo kann man der Gleichung 1) auch die folgende Form verleihen

$$2)\quad T = T_0\frac{ds}{dx} = T_0\sqrt{1+\left(\frac{dy}{dx}\right)^2}.$$

Den vorſtehenden Werth von T nebſt dem Werthe von sin τ ſubſtituiren wir in die zweite Gleichgewichtsbedingung und erhalten mit Rückſicht auf den Umſtand, daß T_0 conſtant iſt,

$$3)\quad T_0\,d\left(\frac{dy}{dx}\right) = \gamma q\,ds + P\,dx;$$

die weitere Behandlung dieſer Differenzialgleichung zweiter Ordnung hängt nun ganz davon ab, ob q conſtant oder variabel genommen wird. Wir wollen die erſte dieſer Vorausſetzungen noch etwas verfolgen, weil ſie für den Vergleich mit der nachherigen Unterſuchung nicht ohne Intereſſe iſt.

Bezeichnen wir wie üblich $\frac{dy}{dx}$ mit y′, ſo iſt $ds = dx\sqrt{1+y'^2}$ mithin

$$T_0\,dy' = (\gamma q\sqrt{1+y'^2} + P)\,dx;$$

dieſe Gleichung geſtattet Sonderung der Variabelen und nachherige Integration; man erhält nämlich

$$T_0\int\frac{dy'}{P+\gamma q\sqrt{1+y'^2}} = \int dx = x + \text{Const.}$$

hier läßt ſich nun zwar die linker Hand poſtulirte Integration ausführen, aber damit allein iſt noch nicht viel gewonnen; die gefundene Gleichung zwiſchen y′ und x muß nämlich auf y′ reducirt werden um zunächſt y′ und dann durch nochmalige Integration y als Function von x, d. h. die Gleichung der Kettenbrückenlinie zu bekommen. Dieſe Operationen ſind ſchwer ausführbar, denn die Gleichung, welche nach der erſten Integration übrig bleibt, enthält zugleich Potenzen und Logarithmen von y′, iſt alſo transcendent und eben deshalb nicht in geſchloſſener Form, ſondern nur durch unendliche Reihen u. dgl. auflösbar; begreiflicherweiſe wird dadurch auch die zweite Integration und damit die Gleichung der Curve nur in einer praktiſch ſehr unbequemen Form herſtellbar, und darin liegt der innere Grund der bekannten Erſcheinung, daß man ſich zu allerhand Näherungen und Correctionsformeln verſtehen muß, wenn es darauf ankommt, die Frage nach den Dimenſionen der Kette mit nur einiger Genauigkeit zu beantworten. Bei ſchärferer Anſicht des Calcüls bemerkt man übrigens leicht, daß dieſe Schwierigkeiten in dem Vorkommen einer Quadratwurzel ($\sqrt{1+y'^2}$) ihre Quelle haben, daß ſie alſo mit dieſer gleichzeitig verſchwinden würden. In der That iſt dies bei der zweiten Vorausſetzung der Fall.

Geben wir der Gleichung 3) wie vorhin die Form

$$T_0\,dy' = (\gamma q\sqrt{1+y'^2} + P)\,dx$$

und bringen die Bedingung hinzu, daß der Querſchnitt proportional der Spannung ſein ſoll, ſo muß die Proportion

$$T_0 : q_0 = T : q$$

gelten, aus welcher folgt

$$q = \frac{q_0}{T_0}T = q_0\sqrt{1+y'^2} \qquad \text{(nach Nr. 2)}$$

und wir erhalten nunmehr ſtatt der vorigen Gleichung die folgende:

$$T_0\, dy' = [\gamma q_0 (1 + y'^2) + P]\, dx.$$

Die Trennung der Variabelen giebt

$$\frac{T_0\, dy'}{P + \gamma q_0 + \gamma q_0 y'^2} = dx$$

und daraus fließt durch Integration, wenn man von der bekannten Formel

$$\int \frac{dz}{\alpha^2 + \beta^2 z^2} = \frac{1}{\alpha\beta} \operatorname{Arc\,tg} \frac{\beta z}{\alpha}$$

Gebrauch macht:

$$T^o \frac{1}{\sqrt{(P + \gamma q_0)\gamma q_0}} \operatorname{Arc\,tg} \frac{y' \sqrt{\gamma_0 q_0}}{\sqrt{P + \gamma q_0}} = x + \text{Const.}$$

Verſtehen wir wie üblich unter Arc tg den ſpitzen Bogen, der eine gegebene Tangente beſitzt, ſo iſt $\operatorname{Arc\,tg} 0 = 0$; nun wird aber für $x = 0$, $\tan\tau = 0$, d. h. $y' = 0$ und mithin nach den gemachten Bemerkungen Const. $= 0$. Die vorige Gleichung kann jetzt leicht auf y' reducirt werden und zwar findet ſich

$$4)\quad y' = \sqrt{\frac{P + \gamma q_0}{\gamma q_0}} \operatorname{tg} \frac{x \sqrt{\gamma q_0 (P + \gamma q_0)}}{T_0}$$

oder vermöge der Bedeutung von y'

$$dy = \sqrt{\frac{P + \gamma q_0}{\gamma q_0}} \operatorname{tg} \frac{x \sqrt{\gamma q_0 (P + \gamma q_0)}}{T_0}\, dx.$$

Mittelſt der bekannten Integralformel

$$\int \operatorname{tg} kx\, dx = -\frac{1}{k} \lg \cos kx = \frac{1}{k} \lg \sec kx$$

zieht man aus der vorhergehenden Gleichung

$$5)\quad y = \frac{T_0}{\gamma q_0} \lg \sec \frac{x \sqrt{\gamma q_0 (P + \gamma q_0)}}{T^o}$$

wobei keine Integrationsconſtante hinzuzufügen war, weil y mit x gleichzeitig verſchwinden muß.

Die vorſtehende Gleichung beſtimmt die Geſtalt der der Kette, die Formel 4) oder was daſſelbe iſt

$$6)\quad \operatorname{tg}\tau = \sqrt{\frac{P + \gamma q_0}{\gamma q_0}} \operatorname{tg} \frac{x \sqrt{\gamma q_0 (P + \gamma q_0)}}{T_0}$$

giebt die Lage jedes einzelnen Kettengliedes; aus

$$q = q_0 \sqrt{1 + y'^2} \text{ d. h. aus}$$

$$7)\quad q = q_0 \sec\tau$$

erhält man den Querſchnitt deſſelben, endlich aus

$$8)\quad T = \frac{T_0}{q_0} q = T_0 \sec\tau$$

die darin herrſchende Spannung. Vorausgeſetzt wird dabei, daß man außer P und γ auch q_0 und T_0 kenne, und es iſt daher noch zu zeigen, wie man dieſe Größen findet, wenn Spannweite, Pfeil und Sicherheit der Kette bekannt ſind.

Auf die Flächeneinheit des Querſchnittes wirkt die überall gleiche Spannung $\frac{T}{q} = \frac{T_0}{q_0}$ und dieſe muß, wenn $n$fache Sicherheit vorhanden ſein ſoll, den $n$ten Theil der abſoluten Feſtigkeit F ausmachen; bezeichnen wir alſo $\frac{F}{n}$ kurz mit f, ſo iſt zunächſt

$$\frac{T_0}{q_0} = f \text{ oder } T_0 = q_0 f.$$

Andererſeits muß die Kette durch die gegebenen Aufhängepunkte gehen, die Gleichung 5) alſo für $x = a$ und $y = b$ richtig bleiben; man hat daher mit Rückſicht auf $T_0 = q_0 f$

$$b = \frac{f}{\gamma} \lg \sec \frac{a \sqrt{\gamma q_0 (P + \gamma q_0)}}{q_0 f},$$

dieſe Gleichung enthält nur die Unbekannte q_0; man erhält letztere daraus, wenn man erſt

$$\frac{a \sqrt{\gamma q_0 (P + \gamma q_0)}}{q_0 f} = \Theta$$

ſetzt, den Hilfswinkel Θ nach der Formel

$$9)\quad \lg \sec \Theta = \frac{b\gamma}{f}$$

und darauf q_0 aus der vorigen Gleichung berechnet, nämlich

$$10)\quad q_0 = \frac{\frac{P}{\gamma}}{\left(\frac{\Theta f}{a\gamma}\right)^2 - 1} \text{ und } T_0 = q_0 f$$

wobei ſelbſtverſtändlich Θ in Bogenmaaß auszudrücken iſt.

Hat man nach dieſen Formeln q_0 und T_0 beſtimmt, ſo kann man die in 7) und 8) vorkommenden Faktoren

$$\frac{\sqrt{\gamma q_0 (P + \gamma q_0)}}{T_0} \text{ und } \sqrt{\frac{P + \gamma q_0}{\gamma q_0}}$$

ein für alle Mal berechnen; nennt man ſie zur Abkürzung k und k_1, ſo lauten die übrigen Formeln

$$11)\quad \begin{cases} y = \frac{f}{\gamma} \lg \sec kx; & \operatorname{tg}\tau = k_1 \operatorname{tg} kx, \\ q = q_0 \sec\tau; & T = qf. \end{cases}$$

Dieſe Rechnungsvorſchriften dürften an Einfachheit wohl kaum etwas zu wünſchen übrig laſſen, wenn man ſich der Tafeln der natürlichen Logarithmen (lg) der trigonometriſchen Verhältniſſe bedient *).

Von Intereſſe iſt es noch, das Gewicht der ganzen Kette zu ermitteln; es findet ſich aus der Bemerkung, daß $q\,ds$ das Gewicht eines Kettenelements iſt, und folglich die von $x = 0$ bis $x = a$ genommene Summe dieſer Elementargewichte, d. h. das Integral

---

*) Man findet ſolche Tafeln unter andern in J. C. Schulze's Sammlung logaritbmiſcher, trigonometriſcher und anderer mathematiſcher Tafeln, Berlin 1778 bei Mylius, 2. Bd.

$$\int_{x=0}^{x=a} q\,ds,$$

das Gewicht der halben Kette ausmacht. Nach dem Früheren ist nun

$$\begin{aligned} q\,ds &= q_0 \sqrt{1+y'^2}\,.\,dx\sqrt{1+y'^2} \\ &= q_0\,(1+y'^2)\,dx = q_0\,(1+\operatorname{tang}^2\tau)\,dx \\ &= q_0\,(1+k_1^2\operatorname{tg}^2 kx)\,dx \end{aligned}$$

also durch Integration:

$$\int q\,ds = q_0\left[x + k_1^2\left(\frac{\operatorname{tg} kx}{k} - x\right)\right] + \text{Const.}$$

Nach Einführung der Grenzen $x = a$ und $x = 0$ ergiebt sich, wenn G das Gewicht der ganzen Kette bezeichnet

$$\tfrac{1}{2}G = q_0\left[a + k_1^2\left(\frac{\operatorname{tg} ka}{k} - a\right)\right];$$

die Formel wird noch einfacher durch die Bemerkung, daß ka der frühere Hilfswinkel Θ, mithin $k = \frac{\Theta}{a}$ ist; man erhält so

$$12)\quad G = 2aq_0\left[1 + k_1^2\left(\frac{\operatorname{tg}\Theta}{\Theta} - 1\right)\right].$$

Als Beispiel diene eine Kettenbrücke von 420′ Spannweite und 30′ Pfeil, deren schmiedeeiserne Kette eine Maximallast von 8400 Centnern (excl. das eigene Gewicht der Kette) mit dreifacher Sicherheit tragen soll. Hier ist $a = 210'$, $b = 30'$, $P = 20$ Centnern, $n = 3$; die Festigkeit pro Quadratfuß $F = 144.500$ Centner, also $f = \frac{F}{n} = 48.500$ Centner, endlich $\gamma = 5$ Centner. Die Formel 9) giebt

$$\lg\sec\Theta = \frac{5.30}{48.500} = 0{,}00625$$

und nach den Schulze'schen Tafeln

$$\Theta = 6^\circ 24' = 0{,}1117;$$

für den Querschnitt im Scheitel erhält man

$$q_0 = \frac{4}{\left(\frac{48.500.0{,}1117}{210.5}\right)^2 - 1} = \frac{4}{5{,}5178}\ \square'$$

oder in Quadratzollen

$$q_0 = 100\ \square''\ \text{circa.}$$

Dies stimmt sehr gut mit Prof. Kulik's äußerst umständlicher Rechnung; Letzterer findet bei $P = 8263$ Ctr., $b = 31{,}057'$, also bei geringerer Belastung und schwächerer Spannung $q_0 = 96{,}28\ \square''$. Das Gewicht der Kette wird hier um beinahe 60 Centner geringer als nach der gewöhnlichen Theorie, welche eine parabolische Krümmung voraussetzt, und somit scheint die Materialersparniß bei Ketten von wachsendem Querschnitt und durchaus gleicher Sicherheit nicht unbeträchtlich zu sein. Ob aber die Herstellung derartiger Ketten nicht möglicherweise auf technische Schwierigkeiten stoßen könnte und wie diese zu beseitigen wären, ist eine andere Frage, deren Beantwortung wir den ausführenden Ingenieuren überlassen und empfehlen.

Ueber die Construction von Schiebersteuerungen für Hochdruckdampfmaschinen.

Von

C. H. Schmidt,

Lehrer an der Gewerbschule in Zittau.

(Hierzu Taf. 12.)

Mit der Construction der gewöhnlichen Dampfschiebersteuerung ist zwar jeder praktische Mechaniker so vertraut, und es ist ihm dies eine so bekannte und geläufige Sache, daß es ihm gewiß überflüssig erscheint, wenn hier noch eine Abhandlung darüber geliefert wird. Aber gänzlich verschieden von den Bedürfnissen praktischer Mechaniker, die sich theils nach überlieferten Grundsätzen und Regeln richten, theils durch Modelle die nöthige Einsicht verschaffen, sind die Bedürfnisse angehender Mechaniker und der Zöglinge technischer Schulen, deren jeder gewiß bei Lösung hierher gehörender Aufgaben mehrfache Schwierigkeiten zu überwinden hat, denn die praktischen Regeln der Maschinenwerkstatt sind ihnen noch unbekannt, und selbst die bessern Werke über Mechanik und Maschinenlehre behandeln die Schiebersteuerung nicht so ausführlich, daß sich daraus sofort die gewissen Anforderungen entsprechenden Verhältnisse entnehmen ließen. Die auf Seite 35 u. ff. dieser Zeitschrift abgehandelte Methode der Schiebercurven bietet zwar ein sehr bequemes Mittel, den Lauf einer schon vorhandenen Steuerung kennen zu lernen; soll aber umgekehrt mit Hilfe derselben eine, gewisse Bedingungen erfüllende Anordnung getroffen werden, so ist immer ein zeitraubendes

Probiren unter Veränderung der in Betracht kommenden Dimensionen nöthig.

Hier wollen wir nun diese Weitläufigkeiten der Construction durch Anwendung der Rechnung zu beseitigen suchen. Wir wollen zuerst die Beziehung zwischen Kolben- und Schieberstellung durch eine Formel ausdrücken, sodann noch eine andere Formel entwickeln, welche die bei einem gewissen Expansionsgrad erforderliche äußere Deckung finden, sowie überhaupt den Einfluß der äußeren und inneren Deckung erkennen läßt, und endlich nach diesen Formeln praktisch brauchbare Tabellen zusammenstellen. Es soll dabei die in John Bourne's treatise on the steam engine, London 1847 gegebene Darstellung und Entwickelung zu Grunde gelegt, dieselbe aber durchgängig überarbeitet, durch Beispiele, erläuternde Betrachtungen und Zeichnungen vervollständigt und mit der Methode der Schiebercurven in Verbindung gebracht werden.

Wir nehmen hier nur auf die einfache Schiebersteuerung mittelst des sogenannten D-Schiebers Rücksicht, wie sie bei Hochdruckmaschinen fast allgemein zur Anwendung kommt. Wir denken uns stets den Cylinder vertical stehend, die Kurbelwelle in einer durch die Axe des Cylinders gehenden Ebene über oder unter dem Cylinder liegend, so daß Kurbel und Kolbenstange nur durch eine Bläuelstange verbunden sind; auf der Kurbelwelle denken wir uns auch das Excentrik festsitzend, dessen Bewegung ohne weitere Zwischentheile als durch eine Zugstange direct auf den Schieber übertragen wird. Wie bei Herstellung der Schiebercurven setzen wir auch hier wieder voraus, daß Schieber- und Bläuelstange unendlich lang seien, im Verhältniß zum Excentrik- und Kurbelradius, so daß sie bei Drehung der Schwungradwelle stets ihre verticale Richtung beibehalten, mithin die Entfernungen des Kolbens und Schiebers vom höchsten Stande stets dem sinus versus des Drehungswinkels der Schwungradwelle proportional sind.

Um diejenigen Kolben und Schieberstellungen, die für den Gang der Maschine von besonderer Wichtigkeit sind und deren Bestimmung als Hauptaufgabe dieser Abhandlung zu betrachten ist, jeder Zeit vor Augen zu haben und Beziehung darauf nehmen zu können, sind dieselben auf Taf. 12 unter den Figuren 2a, 2b u. s. f. für eine halbe Umdrehung der Kurbelwelle dargestellt worden. Sie sollen hier in der Kürze betrachtet werden, um dadurch im Voraus die Punkte festzustellen, die man bei Construction einer Steuerung vorzugsweise zu beachten hat.

Fig. 2a stellt den Schieber in seiner mittleren Stellung vor, woran sich die äußere und innere Deckung erkennen läßt. Kolben und Schieber bewegen sich in entgegengesetzter Richtung; jetzt nehmen wir an, der Schieber gehe abwärts, der Kolben aufwärts; beide Kanäle sind geschlossen; der Dampf über dem Kolben und im obern Kanal wird zusammengepreßt, der Dampf unter dem Kolben wirkt durch Expansion.

Fig. 2b giebt den Schieber, wenn er aus seiner mittleren Stellung um den Betrag der inneren Deckung abwärts gegangen ist, so daß im nächsten Moment der Raum unter dem Kolben in Communication mit der Luft gesetzt wird, wodurch der Dampf unter oder hinter dem aufsteigenden Kolben einen Theil seiner Spannung verliert, während der comprimirte Dampf vor dem Kolben der Bewegung entgegenwirkt.

In Fig. 2c ist der Schieber aus seiner mittleren Stellung um den Betrag der äußeren Deckung abwärts gegangen; der obere Kanal wird sich oben öffnen, der untere ist um eine Größe gleich der Differenz aus äußerer und innerer Deckung schon offen, so daß der Dampf unter dem Kolben ziemlich frei ausströmen kann, während der Widerstand über dem Kolben durch den im nächsten Moment herbeiströmenden neuen Dampf noch gesteigert wird.

Fig. 2d. Der Schieber hat die dem höchsten Kolbenstande entsprechende Stellung; er ist aus seiner mittleren Stellung um eine Größe, die gleich der Summe aus äußerer Deckung und Voreilen, abwärts gegangen. Die jetzt vorhandenen Oeffnungshöhen der Kanäle sind die Größen, die man äußeres und inneres Voreilen nennt.

Fig. 2e. Der Schieber hat seine tiefste Stellung überschritten, er geht aufwärts und ist um die äußere Deckung von seiner mittleren Stellung entfernt, wie in Fig. 2c. Jetzt wird der Dampfzutritt hinter dem abwärtsgehenden Kolben abgeschlossen, es tritt die Expansionswirkung ein, während vor dem Kolben das Ausströmen noch fortdauert.

Fig 2f. Der Schieber ist von der mittleren Stellung nur noch um die innere Deckung entfernt wie Fig. 2b. Das Ausströmen unter dem Kolben wird unterbrochen, der Kolben bewegt sich nur durch die Expansivkraft des hinter ihm befindlichen Dampfes abwärts.

Fig. 2g. Der Schieber ist in seine mittlere Stellung zurückgekehrt; der Kolben befindet sich in derselben Entfernung vom Ende seines Laufes wie in Fig. 2a; die Kurbel hat eine halbe Umdrehung gemacht.

Wir sehen hieraus, daß eine der Kolbenseiten während einer vollständigen Umdrehung der Kurbelwelle, vier besondere Perioden durchmacht, deren relative Dauer einen wesentlichen Einfluß auf die übertragene Arbeit hat. — Während der ersten Periode communicirt die betreffende Kolbenseite mit dem Kessel und der Kolben wird durch den Dampfdruck vorwärts geschoben. In der zweiten Periode ist die Communication mit dem Kessel unterbrochen, der zwischen dem Kolben und dem Vertheilungsapparat eingeschlossene Dampf wirkt durch Expansion. Die dritte Periode beginnt in dem Moment, wo dem Dampf der Aus-

tritt in die Atmosphäre gestattet wird und endigt in dem Moment, wo dieser Austritt unterbrochen wird; diese Periode umfaßt einen kleinen Theil des Vorwärtsganges und den größten Theil des Rückwärtsganges des Kolbens. Die vierte Periode endlich erstreckt sich von dem Moment, wo das Ausströmen aufhört, bis zu demjenigen, wo die Communication mit dem Kessel wieder eintritt und das Einströmen von Neuem beginnt; während dieser Periode bleibt der Dampf, welcher anfangs atmosphärische Spannung hat, zwischen dem Kolben und dem Vertheilungsapparat eingeschlossen, und wird bis zu einem gewissen Grade comprimirt.

Fig. 3 giebt in etwas größerem Maßstabe die diesen sieben Figuren entsprechenden Kurbel- und Excentrikstellungen auf den aus dem Mittelpunkte M der Schwungradwelle mit Kurbellänge und Excentricität beschriebenen Kreisen an, wobei die Bezeichnung so gewählt ist, daß der Zusammenhang mit den ersten Figuren sehr leicht erkennbar ist; so geben z. B. MA und Ma beziehungsweise die Stellungen von Kurbel und Excentrik, die Fig. 2a entsprechen; ebenso gehören MB und Mb zu Fig. 2b, MC und Mc zu Fig. 2c u. s. f.

I. Relation zwischen Kolben- und Schieberstellung.

Fig. 4.

Es sei

R der Radius des Kurbelkreises,
r der Radius des Excentrikkreises,
S die Entfernung des Kolbens vom höchsten Stand,
s die Entfernung des Schiebers vom höchsten Stand,
α der Bogen, den die Kurbel von der Verticale aus durchlaufen hat, wenn der Kolben um den Weg S abwärts gegangen ist,
d die äußere Deckung des Schiebers (Deckung auf der Dampfseite),
d_1 die innere Deckung des Schiebers (Deckung auf der Luftseite),
v das äußere Voreilen des Schiebers, oder das Voreilen beim Eintritt, d. h. die Größe, um die der Schieber den Dampf zuführenden Kanal schon geöffnet hat, wenn der Kolben seinen Hub beginnt,
v_1 das innere Voreilen des Schiebers, oder das Voreilen beim Austritt, d. h. die auf der Luftseite vorhandene Oeffnung des den Dampf abführenden Kanals beim Anfang des Hubes.

In Fig. 4 sei M der Mittelpunkt der Kurbelwelle, der kleine Kreis mit der Excentricität, der große mit der Kurbellänge beschrieben.

Wenn die Kurbel aus der verticalen Stellung MA in die Lage MB übergegangen ist, also um den Winkel AMB $= \alpha$ sich gedreht hat, so hat der Kolben den Weg AD = S zurückgelegt. Man hat demnach, mit Rücksicht auf eine unendlich lange Bläuelstange

$$S = R\,(1 - \cos\alpha); \quad \ldots \quad (1)$$

dieser Ausdruck giebt allgemein die Entfernung des Kolbens vom höchsten Stande an; denn hat die Kurbel die horizontale Lage MC überschritten, so wird $\cos\alpha$ negativ und man hat $S = R\,(1 + \cos\alpha)$ u. s. w.

Da der hier angenommene Schieber mit Voreilen und Deckung arbeitet, so muß er für den Anfang des Kolbenhubes schon um den Betrag der Summe dieser beiden Größen aus seiner mittleren Stellung nach abwärts gegangen sein (Fig. 2d). Da nun der mittleren Stellung des Schiebers stets auch die mittlere Stellung des Excentriks (d. h. die horizontale Lage der Excentricität) zugehört, so folgt, daß beim Anfang des Kolbenhubes das Excentrik schon um einen Winkel $aMo = \beta$ über seine mittlere Stellung hinaus sein muß. Da nun

$$an = d + v = r \sin\beta$$

so hat man

$$\beta = \text{arc sin}\,\frac{d+v}{r} \quad \ldots\ldots \quad (2);$$

hat sich nun die Kurbel von der verticalen Stellung MA aus um den Winkel AMB $= \alpha$ gedreht, so ist das auf derselben Welle sitzende Excentrik um den gleichen Winkel fortgerückt, also aus der Lage Ma in diejenige Mb übergegangen, wobei $\angle\, aMb = \alpha$. Der Schieber ist jetzt um mb aus seiner mittleren Stellung gerückt, mithin um $mb + Mk = kf$ von seiner höchsten Stellung entfernt und es ist allgemein

$$s = r\,(1 - \cos kMb).$$

Nun ist aber

$$\angle\, kMb = \angle\, kMo + \angle\, oMa + \angle\, aMb = 90^o + \beta + \alpha$$

mithin wird

$$s = r\left\{1 - \cos(90^o + \beta + \alpha)\right\} = r\left\{1 + \sin(\alpha + \beta)\right\} \quad (3).$$

Aus Gleichung 1) hat man

$$\cos\alpha = \frac{R - S}{R}$$

$$\alpha = \text{arc cos}\,\frac{R - S}{R}$$

Wird dieser Werth von α und der Werth von β aus 2 in Gleichung 3 substituirt, so folgt:

$$\text{I.} \quad s = r\left\{1 + \sin\left(\text{arc cos}\,\frac{R-S}{R} + \text{arc sin}\,\frac{d+v}{r}\right)\right\}$$

Aus Gleichung 3 hat man ferner

$$\sin(\alpha + \beta) = \frac{s - r}{r} = -\frac{r - s}{r}$$

$$\alpha + \beta = \text{arc sin}\left(-\frac{r-s}{r}\right) = -\,\text{arc sin}\,\frac{r-s}{r}$$

Demnach mit Rücksicht auf Gleichung 2

$$\alpha = -\arcsin\frac{r-s}{r} - \arcsin\frac{d+v}{r}$$

Setzt man dieſen Werth von α in Gleichung (1), ſo erhält man

$$\text{II.}\quad S = R\left\{1-\cos\left(\arcsin\frac{r-s}{r} + \arcsin\frac{d+v}{r}\right)\right\}$$

In dieſen Gleichungen I und II ſind nun r, R, d, v conſtante, durch die Dimenſionen der Maſchine gegebene Größen; man hat alſo in I: s als Function von S, und in II: S als Function von s, kann demnach mit Hilfe dieſer Ausdrücke die zuſammengehörenden Stellungen von Kolben und Schieber auffinden.

II. Relation zwiſchen Deckung und Expanſion.

Fig. 5.

Wenn das Excentrik in die Lage Mg kommt, daß ſich der Schieber noch um den Betrag der äußeren Deckung unter ſeiner mittleren Stellung befindet, wofür alſo $r \sin hMg = d$, dann ſchließt der obere Rand des Schiebers die Dampfeintrittsöffnung ab und es tritt die Expanſionswirkung des Dampfes ein (Fig. 2e). Da nun Excentrik und Kurbel in gleichen Zeiten auch gleiche Winkel durchlaufen, da ferner noch der Winkel gMn fehlt, bis das Excentrik gerade um 180° ſich gedreht hat, ſo fehlt auch noch ein ebenſo großer Winkel GMN bis die Kurbel ebenfalls 180° durchlaufen oder der Kolben einen ganzen Hub vollendet hat. Der von der Kurbel bis zum Dampfabſchluß zurückgelegte Winkel iſt demnach

$$\angle\, AMG = 180° - NMG = 180° - gMn.$$

Der Kolbenweg bis zum Dampfabſchluß ſei $= S_1$ dann iſt

$$S_1 = AE = R\,(1 + \cos GMN) = R\,(1 + \cos gMn)$$

desgleichen

$$\cos gMn = \frac{S_1 - R}{R} \quad \ldots\ldots \quad (4)$$

Es iſt aber

$$\angle\, gMn = \angle\, gMh + \angle\, hMn$$
$$r \sin gMh = d$$
$$r \sin hMn = d + v$$

Da nun das Voreilen v ſtets ein ſehr kleiner Werth iſt, gewöhnlich nur einige Millimeter oder einen geringen Bruchtheil eines Zolles beträgt, ſo kann man mit einer für die Zwecke der Praxis hinreichenden Genauigkeit

$$\angle\, gMh = \angle\, hMn = \tfrac{1}{2}\angle\, gMn$$

annehmen und demnach ſetzen:

$$d = r \sin gMh = r \sin \tfrac{1}{2} gMn$$
$$d + v = r \sin hMn = r \sin \tfrac{1}{2} gMn$$

Dies giebt durch Addition

$$2d + v = 2r \sin \tfrac{1}{2} gMn$$
$$d = r \sin \tfrac{1}{2} gMn - \tfrac{1}{2} v \quad \ldots\ldots \quad (5)$$

Nun iſt aber

$$\sin \tfrac{1}{2} gMn = \sqrt{\frac{1-\cos gMn}{2}}$$

und da nach Gleichung 4:

$$\cos gMn = \frac{S_1 - R}{R}$$

ſo iſt

$$\sin \tfrac{1}{2} gMn = \sqrt{\frac{1 - \frac{S_1 - R}{R}}{2}} = \sqrt{\frac{2R - S_1}{2R}}$$

Dieſer Werth in Gleichung 5 ſubſtituirt, giebt

$$\text{III.}\quad d = r\sqrt{\frac{2R - S_1}{2R}} - \tfrac{1}{2} v.$$

Hier tritt alſo d als Function von S_1 auf; die Gleichung dient zur Beſtimmung der äußeren Deckung, wenn der zu erreichende Expanſionsgrad gegeben iſt, oder umgekehrt.

Die innere Deckung d_1, welche mit der äußeren durch die Relation

$$d + v = d_1 + v_1$$

verbunden iſt, wird ſtets bedeutend kleiner genommen, als die äußere, und beträgt gewöhnlich nur $\frac{1}{6}$ bis $\frac{1}{10}$ derſelben. In Folge deſſen erhält das innere Voreilen v_1 einen bedeutend größeren Werth, als das äußere, wodurch der Austritt des Dampfes erleichtert wird. Welche Nachtheile die Deckungen überhaupt mit ſich führen, werden wir durch ſpätere Betrachtungen kennen lernen.

III. Beiſpiele zur Anwendung dieſer Formeln.

1. Beiſpiel. Bei einer Dampfmaſchine betrage

der Kolbenhub 60″ oder R = 30″
der Schieberhub 10″ = r = 5″
das äußere Voreilen v = $\frac{1}{4}$″

Es ſoll die äußere Deckung angegeben werden, die erforderlich iſt, um den Dampf nach $\frac{3}{4}$ des Hubes oder nach einem Kolbenweg $S_1 = 45$″ abzuſperren.

Nach Formel III hat man die nöthige äußere Deckung

$$d = 5\sqrt{\frac{60-45}{60}} - \tfrac{1}{8} = 2\tfrac{3}{8}''$$

Nun wollen wir annehmen, es ſei eine Maſchine vorhanden, welcher die hier auftretenden Werthe von R, r, d und v zugehören; durch Anwendung der Formel II wollen wir uns überzeugen, ob der Dampfabſchluß an der richtigen Stelle d. h. nach einem Kolbenweg von 45″ erfolge.

Denken wir uns den Kolben abwärtsgehend, ſo wird der Schieber beim Dampfabſchluß die in Fig. 2e angegebene Stellung haben, d. h. er wird von ſeiner mittleren Stellung um d, folglich von ſeiner höchſten um r + d entfernt ſein. Man hat mithin

$$s = r + d = 5 + 2\tfrac{3}{8} = 7{,}375''$$

Da die anderen Werthe ungeändert bleiben, so ist

$$\text{arc sin}\,\frac{r-s}{r} = \text{arc sin}\,\frac{5{,}000-7{,}375}{5} = \text{arc sin}\,(-0{,}475)$$

Nun ist arc sin 0,475 = 28° 22′, folglich der Winkel dessen sinus = — 0,475 entweder gleich 180° + 28° 22′ oder gleich 360° — 28° 22′, d. i. entweder 208° 22′ oder 331° 38′.

Ferner ist

$$\text{arc sin}\,\frac{d+v}{r} = \text{arc sin}\,\frac{2{,}375+0{,}25}{5} = \text{arc sin}\,0{,}525$$

der hierzu gehörende Winkel 31° 40′.

Setzt man diese Winkelgrößen in die Formel II und bezeichnet die den Winkeln 208° 22′ und 331° 38′ entsprechenden Werthe von S beziehungsweise mit S_1 und S_2, so erhält man:

$$S_1 = 30\left\{1 - \cos\,(208^\circ\,22' + 31^\circ\,40')\right\}$$
$$= 30\left\{1 + \cos 60^\circ\,2'\right\}$$
$$= 30\left\{1 + 0{,}4995\right\} = 44{,}97''$$
$$S_2 = 30\left\{1 - \cos\,(331^\circ\,38' + 31^\circ\,40')\right\}$$
$$= 30\left\{1 - \cos 3^\circ\,18'\right\}$$
$$= 30\left\{1 - 0{,}998\right\} = 0{,}060''$$

Hier ist offenbar der Werth S_1 derjenige, der dem vorliegenden Falle entspricht; er differirt nur um ein Geringes von dem wahren Werth von 45″. Daß noch ein zweiter Werth von S zum Vorschein kommt, liegt in der Natur der Sache, denn jeder Stellung des Schiebers entsprechen zwei verschiedene Kolbenpositionen, die eine dem Gange aufwärts, die andere dem Gange abwärts angehörend, wie dies aus den Fig. 2c und 2e ersichtlich. Giebt uns S_1 die Entfernung des Kolbens vom höchsten Stande, bei welcher der Dampfzutritt hinter dem Kolben aufhört und die Expansionswirkung beginnt (Fig. 2e) so giebt uns S_2 die Entfernung vom höchsten Stande, wo der Schieber den Dampfeintritt vor dem Kolben öffnet (Fig. 2c), um zu Ende des Kolbenlaufes die dem äußern Voreilen entsprechende Oeffnung herzustellen.

Wir wollen ferner noch die Formel II anwenden zur Auffindung derjenigen Kolbenpositionen, welche den in den Fig. 2b und 2f dargestellten Schieberstellungen entsprechen. Wird die innere Deckung $d_1 = 1/2''$ angenommen, so ist in beiden Fällen die Entfernung des Schiebers vom höchsten Stande

$$s = r + d_1 = 5{,}5''.$$

Man hat dann

$$\text{arc sin}\,\frac{r-s}{r} = \text{arc sin}\,\frac{5-5{,}5}{5} = \text{arc sin}\,(-0{,}1)$$

Da nun

$$\text{arc sin}\,0{,}1 = 5^\circ\,45'$$

so ist entweder

$$\text{arc sin}\,(-0{,}1) = 180^\circ + 5^\circ\,45' = 185^\circ\,45'$$

oder

$$\text{arc sin}\,(-0{,}1) = 360^\circ - 5^\circ\,45' = 354^\circ\,15'.$$

Ferner hat man wie früher

$$\text{arc sin}\,\frac{d+v}{r} = \text{arc sin}\,\frac{d_1+v_1}{r} = 31^\circ\,40'.$$

Bezeichnen wir nun die den Winkeln 185° 45′ und 354° 15′ zugehörenden Werthe von S beziehungsweise mit S_3 und S_4, so wird

$$S_3 = 30\left\{1 - \cos\,(185^\circ\,45' + 31^\circ\,40')\right\} = 53{,}82''$$
$$S_4 = 30\left\{1 - \cos\,(354^\circ\,15' + 31^\circ\,40')\right\} = 3{,}03''$$

Diese Werthe entsprechen beziehungsweise den Figuren 2f und 2b, d. h. das Ausblasen vor dem Kolben hört auf, wenn derselbe einen Weg von 53,82″ zurückgelegt hat, sich also noch 6,18″ vom Ende seines Laufes befindet, und das Ausblasen hinter dem Kolben beginnt, wenn er noch 3,03″ vom Ende seines Laufes entfernt ist.

Für die der mittleren Schieberstellung Fig. 2g und 2a correspondirenden Kolbenpositionen S_5 und S_6 hat man zu setzen

$$s = r \text{ d. g. arc sin}\,\frac{r-s}{r} = \text{arc sin}\,0.$$

Die Winkel hierzu sind 180° und 360°; demnach

$$S_5 = 30\left\{1 - \cos\,(180^\circ + 31^\circ\,40')\right\} = 55{,}53''$$
$$S_6 = 30\left\{1 - \cos\,(360^\circ + 31^\circ\,40')\right\} = 4{,}47''$$

Um endlich noch eine Anwendung von Formel I zu machen, wollen wir aufsuchen, welche Stellungen der Schieber beim mittleren Kolbenstande einnimmt.

Wir haben in diesem Falle S = R zu setzen und erhalten

$$\text{arc cos}\,\frac{R-S}{R} = \text{arc cos}\,0$$

mithin die beiden Werthe von s:

$$s_1 = 5\left\{1 + \sin\,(90^\circ + 31^\circ\,40')\right\} = 9{,}255''$$
$$s_{11} = 5\left\{1 + \sin\,(180^\circ + 31^\circ\,40')\right\} = 2{,}375''$$

2. Beispiel. Eine Locomotivmaschine hat 0,406 Meter Kolbenhub, 0,094 Meter Schieberhub und arbeitet mit einem äußeren Voreilen von 0,006 Meter. Man soll bestimmen, welche äußere Deckung nöthig ist, um den Dampf nach 3/4 des Kolbenhubes abzusperren.

Es ist hier

$$R = 0{,}203 \text{ Meter}$$
$$r = 0{,}047 \;\;“$$
$$v = 0{,}006 \;\;“$$
$$S_1 = 0{,}3045 \;\;“$$

Nach Formel III wird die äußere Deckung

$$d = 0{,}047 \sqrt{\frac{0{,}406 - 0{,}3045}{0{,}406}} - \frac{0{,}006}{2} = 0{,}02 \text{ Meter.}$$

Um die weitern Vorgänge in der Bewegung des Dampfes kennen zu lernen, bedienen wir uns der Formel II in der beim ersten Beispiel angegebenen Weise.

1) Für den Eintritt des Dampfes hat man:

$$s = d + r = 0{,}02 + 0{,}047 = 0{,}067 \text{ Meter}$$

mithin wird

$$\text{arc sin } \frac{r - s}{r} = \text{arc sin } (-0{,}436)$$

Die hierzu gehörenden Winkel sind

$$180^\circ + 25^\circ\,51' = 205^\circ\,51' \text{ und}$$
$$360^\circ - 25^\circ\,51' = 334^\circ\;9'$$

Ferner ist

$$\text{arc sin } \frac{d + v}{r} = \text{arc sin } 0{,}56$$

der Winkel hierzu 34° 4'.

Nun findet man

$$S_1 = 0{,}203 \left\{1 - \cos (205^\circ\,51' + 34^\circ\,4')\right\} = 0{,}305 \text{ Meter}$$

$$S_2 = 0{,}203 \left\{1 - \cos (334^\circ\;9' + 34^\circ\,4')\right\} = 0{,}002 \;\;“$$

2) Für den Austritt des Dampfes hat man, wenn die innere Deckung $d_1 = 0{,}013$ Meter beträgt:

$$s = r + d_1 = 0{,}047 + 0{,}013 = 0{,}060$$

$$\text{arc sin } \frac{r - s}{r} = \text{arc sin } (-0{,}277);$$

die Winkel dazu

$$180^\circ + 16^\circ\,5' = 196^\circ\;5' \text{ und}$$
$$360^\circ - 16^\circ\,5' = 343^\circ\,55'.$$

Da nun

$$\text{arc sin } \frac{d_1 + v_1}{r} = \text{arc sin } \frac{d + v}{r}$$

so erhält man

$$S_3 = 0{,}203 \left\{1 - \cos (196^\circ\;5' + 34^\circ\,4')\right\} = 0{,}333 \text{ Meter}$$

$$S_4 = 0{,}203 \left\{1 - \cos (343^\circ\,55' + 34^\circ\,4')\right\} = 0{,}010 \;\;“$$

3) Für die Kolbenstellungen, die beim mittleren Schieberstand (d. h. für $s = r$) stattfinden, hat man:

$$S_5 = 0{,}203 \left\{1 - \cos (180^\circ + 34^\circ\,4')\right\} = 0{,}371 \text{ Meter}$$

$$S_6 = 0{,}203 \left\{1 - \cos (360^\circ + 34^\circ\,4')\right\} = 0{,}035 \;\;“$$

Die hier erhaltenen Resultate lassen sich durch Schiebercurve und Diagramm sehr anschaulich darstellen. Die beiden Kreise in Fig. 3a auf Taf. 6 werden mit den in den Beispielen angegebenen Radien von Excentrik und Kurbel beschrieben; die Sehne yy' im Excentrikkreis wird so gelegt, daß sie von dem verticalen Durchmesser um den Werth $d + v$, das ist für das erste Beispiel um $2^5/_8''$, für das zweite um 0,026 Meter entfernt ist, oder daß der zwischen dem Nullpunkt und dem verticalen Durchmesser liegende Bogen $\left(\text{arc sin } \frac{d + v}{r}\right)$ für das erste Beispiel 31° 40°, für das zweite 34° 4' beträgt; das innere Voreilen berechnet sich nach der Relation $d + v = d_1 + v_1$. Wir wollen hier an dem auf Taf. 12, Fig. 6 nach willkürlichem Maßstabe gezeichneten Diagramm die verschiedenen Werthe von S angeben, welche in den berechneten Beispielen sich herausstellten. Es ist dabei

	im 1. Beispiel	im 2. Beispiel
$AF = 2R$ . .	60,00 Zoll	0,406 Meter
$AB = S_1$ . .	44,97 “	0,305 “
$FE = S_2$ . .	0,06 “	0,002 “
$AC = S_3$ . .	53,82 “	0,333 “
$FD = S_4$ . .	3,03 “	0,010 “

Horizontale und verticale Schraffirung haben die früher angegebene Bedeutung.

Diese Beispiele lassen auch sehr gut erkennen, welche Nachtheile mit einer bedeutenden Expansionswirkung verbunden sind. Nehmen wir Bezug auf das erste Beispiel, so haben wir

Abschluß des zuströmenden Dampfes hinter dem Kolben . . . . . bei 45″ Kolbenweg

Abschluß des abströmenden Dampfes vor dem Kolben . . . . . bei 54″ Kolbenweg

Eröffnung des Dampfabflußes hinter dem Kolben . . . . . bei 57″ Kolbenweg

Also wenn die Entfernung des Kolbens vom Ende seines Laufes noch 6″ beträgt, wird der Dampfaustritt vor dem Kolben geschlossen, und wenn sie 3″ beträgt, wird der Dampfabfluß hinter dem Kolben herbeigeführt. Daß der Dampfaustritt vor und hinter dem Kolben so früh geschlossen und geöffnet wird, ist für die Wirkung der Maschine offenbar nicht günstig, indem dadurch vor dem Kolben ein Widerstand herbeigeführt, und hinter dem Kolben alle treibende Kraft beseitigt wird. Aber diese Nachtheile sind eine Folge der frühzeitigen Absperrung, und sie werden um so mehr sich steigern, je früher wir die Absperrung eintreten lassen. Als Relation zwischen Voreilen und Deckung beim Ein- und Austritt hat man: $d + v = d_1 + v_1$; nimmt man nun v constant und berücksichtigt, daß nach Gleichung III bei größerer Expansion auch ein größerer

Werth von d sich ergiebt, so folgt, daß die Werthe von d_1 und v_1 ebenfalls zunehmen müssen. Durch Vergrößerung von v_1 wird aber der Dampfabfluß hinter dem Kolben früher geöffnet, während die Vergrößerung von d_1 zur Folge hat, daß der Dampfabfluß vor dem Kolben früher geschlossen wird. Ist es also auch möglich durch eine angemessene äußere Deckung jeden beliebig hohen Grad von Expansion zu erreichen, so werden doch stets die durch Dampfersparniß auf der einen Seite erzielten Vortheile, in Folge unvermeidlicher Nachtheile auf der andern Seite zum Theil wieder aufgehoben, und es dürfte der in diesen beiden Beispielen angenommene Expansionsgrad wohl der größte sein, der ohne überwiegende Nachtheile durch den einfachen Schieber und das Kreisexcentrik in der Praxis anzuwenden ist. Will man die Expansion weiter treiben, so kann dies nur durch Anwendung eines besonderen Expansionsschiebers, oder durch eine andere geeignete Vorrichtung möglich gemacht werden.

IV. Berechnung von Tabellen.

1) Nehmen wir die Formel III vor, und lassen das äußere Voreilen unberücksichtigt, so haben wir

$$d = r \sqrt{\frac{2R - S_1}{2R}}$$

$$\frac{d}{2r} = \tfrac{1}{2} \sqrt{\frac{2R - S_1}{2R}}$$

Setzen wir

den Schieberhub $2r = h$

den Kolbenhub $2R = H$

$$\frac{d}{2r} = \frac{d}{h} = n \; ; \; \frac{2R - S_1}{2R} = \frac{H - S_1}{H} = m$$

so wird

$$n = \tfrac{1}{2} \sqrt{m}$$

Setzt man nun m aufeinanderfolgend

$\frac{8}{24}$, $\frac{7}{24}$, $\frac{6}{24}$ u. s. f. bis $\frac{1}{24}$

und berechnet nach dieser Formel die entsprechenden Werthe von n, so erhält man dadurch die Tabelle I, die in der obern Reihe acht verschiedene Werthe von m, in der untern die correspondirenden Werthe von n enthält.

Tabelle I.

Entfernung des Kolbens vom Ende seines Hubes, wenn die Absperrung des Dampfes eintritt (in Theilen des Kolbenhubes).	$\frac{8}{24}$ oder $\frac{1}{3}$	$\frac{7}{24}$	$\frac{6}{24}$ oder $\frac{1}{4}$	$\frac{5}{24}$	$\frac{4}{24}$ oder $\frac{1}{6}$	$\frac{3}{24}$ oder $\frac{1}{8}$	$\frac{2}{24}$ oder $\frac{1}{12}$	$\frac{1}{24}$
Aeußere Deckung des Schiebers (in Decimaltheilen des Schieberhubes).	0,289	0,270	0,250	0,228	0,204	0,177	0,144	0,102

Um durch diese Tabelle die einem gewissen Expansionsgrad entsprechende Deckung zu erhalten, hat man nur nöthig in der obern Reihe den gegebenen Expansionsgrad aufzusuchen und die unter demselben stehende Decimale mit der angenommenen Hubhöhe des Schiebers zu multipliciren.

Diese Tabelle ist berechnet unter der Annahme, daß kein Voreilen stattfinde. Um für einen voreilenden Schieber den betreffenden Werth von n zu finden, hat man die Formel

$$n = \tfrac{1}{2} \sqrt{m} - \frac{v}{2h}$$

zur Anwendung zu bringen, also von den in der Tafel enthaltenen Werthen die Größe $\frac{v}{2h}$ abzuziehen.

Beispiel. Der Dampf soll abgesperrt werden, wenn der Kolben noch $\frac{1}{4}$ seines Hubes zurückzulegen hat. Man soll angeben, welche Deckung der Schieber bei 18″ Hub enthalten muß.

Unter dem Bruch $\frac{1}{4}$ in der obern Reihe hat man die Decimale 0,250; mithin ist die Deckung ohne Rücksicht auf das Voreilen = 18 . 0,250 = $4\frac{1}{2}$″. Soll das Voreilen $\frac{1}{4}$″ betragen, so bleibt für die äußere Deckung $4\frac{3}{8}$″.

2) Legt man den Ausdruck

$$d = \frac{h}{2} \sqrt{m}$$

zu Grunde, setzt für m wieder die in Tabelle I angenommenen Werthe, und für h Zahlen, die die wirklichen Hubhöhen angeben, so erhält man Tabelle II, mit Hilfe deren man sofort die, einem gegebenen Schieberhub und einem gegebenen Expansionsgrad zugehörende, äußere Deckung erhalten kann.

Die obere Reihe umstehender Tabelle II enthält dieselben 8 Expansionsgrade wie Tabelle I, die erste Columne links enthält die Hubhöhen des Schiebers von 18 bis 3″, in Intervallen von $\frac{1}{2}$ Zoll.

Im Kreuzungspunkt der durch den Expansionsgrad gegebenen Verticalen mit der durch den Schieberhub gehenden Horizontale, findet man die gesuchte äußere Deckung, jedoch wieder ohne Rücksicht auf das Voreilen.

Tabelle II.

Länge des Schieberhubes in Zollen	Erforderliche äußere Deckung, um den Dampf bei einem der unten angegebenen Theile des Kolbenhubes abzusperren							
	1/3	7/24	1/4	5/24	1/6	1/8	1/12	1/24
18	5,20	4,86	4,50	4 10	3,67	3,19	2,60	1,83
17 1/2	5,06	4,72	4,37	3,99	3,57	3,10	2,53	1,78
17	4,91	4,59	4,25	3,88	3,47	3,01	2,45	1,73
16 1/2	4,77	4,45	4,12	3,76	3,36	2,92	2,38	1,68
16	4,62	4,32	4,00	3,65	3,26	2,83	2,31	1,63
15 1/2	4,48	4,18	3,87	3,53	3,16	2,74	2,24	1,58
15	4,33	4,05	3,75	3,42	3,06	2,65	2,16	1,53
14 1/2	4,19	3,91	3,62	3,31	2,96	2,57	2,09	1,48
14	4,05	3,78	3,50	3,19	2,86	2,48	2,02	1,43
13 1/2	3,90	3,64	3,37	3,08	2,75	2,39	1,95	1,37
13	3,76	3,51	3,25	2,96	2,65	2,30	1,88	1,32
12 1/2	3,61	3,37	3,12	2,85	2,55	2,21	1,80	1,27
12	3,47	3,24	3,00	2,74	2,45	2,12	1,73	1,22
11 1/2	3,32	3,10	2,87	2,62	2,35	2,03	1,66	1,17
11	3,18	2,97	2,75	2,51	2,24	1,95	1,58	1,12
10 1/2	3,03	2,83	2,62	2,39	2,14	1,86	1,51	1,07
10	2,89	2,70	2,50	2,28	2,04	1,77	1,44	1,02
9 1/2	2,65	2,56	2,37	2,17	1,93	1,68	1,32	0,96
9	2,60	2,43	2,25	2,05	1,84	1,59	1,30	0,92
8 1/2	2,46	2,29	2,12	1,94	1,73	1,50	1,23	0,86
8	2,31	2,16	2,00	1,82	1,63	1,42	1,15	0,81
7 1/2	2,16	2,02	1,87	1,71	1,53	1,33	1,08	0,76
7	2,02	1,89	1,75	1,60	1,43	1,24	1,01	0,71
6 1/2	1,88	1,75	1,62	1,48	1,32	1,15	0,94	0,66
6	1,73	1,62	1,50	1,37	1,22	1,06	0,86	0,61
5 1/2	1,58	1,48	1,37	1,25	1,12	0,97	0,79	0,56
5	1,44	1,35	1,25	1,14	1,02	0,88	0,72	0,51
4 1/2	1,30	1,21	1,12	1,03	0,92	0,80	0,65	0,46
4	1,16	1,08	1,00	0,91	0,82	0,71	0,58	0,41
3 1/2	1,01	0,94	0,87	0,80	0,71	0,62	0,50	0,35
3	0,86	0,81	0,75	0,68	0,61	0,53	0,44	0,30

Beispiel. Man soll angeben, welche äußere Deckung ein Schieber bei 17″ Hubhöhe erhalten muß, um den Dampf bei 5/6 des Kolbenlaufes abzusperren.

Für den Expansionsgrad 1/6 und den Schieberhub 17″ findet man in der Tabelle 3,47″ als Betrag der nöthigen äußern Deckung, wenn kein Voreilen stattfindet. Soll der Schieber mit 1/4″ Voreilen arbeiten, so hat man 1/2v, d. i. 1/8 oder 0,125 in Abzug zu bringen und erhält 3,345″.

3) Nachstehende Tabelle III giebt Zahlenwerthe an, die sich auf die beim Austritt des Dampfes stattfindenden Vorgänge beziehen. Wir haben diese Vorgänge schon durch frühere Betrachtungen kennen gelernt. Wir haben gesehen, daß bei einem mit äußerer und innerer Deckung versehenen Schieber der Abfluß des Dampfes vor dem Kolben unterbrochen und hinter dem Kolben herbeigeführt wird, ehe der Hub vollendet ist, wodurch der Effekt der Maschine geschwächt wird. Ist keine innere Deckung vorhanden, so wird zu gleichem Zeitpunkt das Entweichen vor dem Kolben beginnen und hinter ihm aufhören (d. h. es werden in Fig. 6, Taf 12 die Punkte C und D zusammenfallen); ist aber innere Deckung vorhanden, so wird das Entweichen vor dem Kolben aufhören, ehe es hinter ihm beginnt und der Intervall, der zwischen diesen beiden Vorgängen liegt, wird von der Größe der innern Deckung, die betreffenden Kolbenpositionen werden hingegen von der Größe der äußern Deckung abhängen.

Die Tabelle III hat nun zum Zweck diejenigen Theile des Kolbenweges anzugeben, bei denen, unter gegebener

Tabelle III.

Innere Deckung des Schiebers (in Theilen des Schieberhubes).	Entfernung des Kolbens vom Ende seines Hubes, wenn die Absperrung des Dampfes eintritt (in Theilen des Kolbenhubes).															
	1/3		7/24		1/4		5/24		1/6		1/8		1/12		1/24	
	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B
1/8	0,178	0,033	0,161	0,026	0,143	0,019	0,126	0,012	0,109	0,008	0,093	0,004	0,074	0,001	0,053	0,001
1/16	0,130	0,060	0,118	0,052	0,100	0,040	0,085	0,030	0,071	0,022	0,058	0,015	0,043	0,008	0,027	0,002
1/32	0,113	0,073	0,101	0,066	0,085	0,051	0,069	0,042	0,053	0,033	0,043	0,023	0,033	0,013	0,024	0,004
0	0,092	0,092	0,082	0,082	0,067	0,067	0,055	0,055	0,043	0,043	0,033	0,033	0,022	0,022	0,011	0,011

Anordnung des Schiebers, die Entweichungskanäle sich schließen oder öffnen.

Um diese Tabelle zu berechnen setzen wir, unter Beibehaltung der früheren Bezeichnung:

die Entfernung des Schiebers vom höchsten Stande, zu dem Zeitpunkt wo der Dampfaustritt vor dem Kolben aufhört (Fig. 2f) oder hinter dem Kolben beginnt (Fig. 2b) = s,

die Entfernung des Kolbens vom höchsten Stande, wenn der Dampfzutritt abgesperrt wird = S,

die Entfernung des Kolbens vom höchsten Stande, wenn das Entweichen vor ihm aufhört = S_1 und wenn das Entweichen hinter ihm beginnt = S_2.

Wendet man nun Formel II auf einen der vorliegenden Fälle an, so hat man:

$$S_1 = R \left\{ 1 - \cos \left(\text{arc sin } \frac{r - s_1}{r} + \text{arc sin } \frac{d_1 + v_1}{r} \right) \right\}$$

Da nun $s_1 = r + d_1$, so wird

$$\frac{r - s_1}{r} = -\frac{d_1}{r} = -\frac{2d_1}{h} = -2n.$$

Da ferner $d + v = d_1 + v_1$, so ist, wenn wir das äußere Voreilen v_1 als eine sehr unbedeutende Größe, außer Acht lassen

$$\frac{d_1 + v_1}{r} = \frac{d}{r}$$

und mit Rücksicht auf die bei Berechnung von Tabelle I angenommene Bezeichnung:

$$\frac{d}{r} = \sqrt{\frac{H - S}{H}} = \sqrt{m}$$

Setzen wir diese Werthe in obige Gleichung, so erhalten wir:

$$S_1 = R\left\{1 - \cos\left(\text{arc sin}\,[-2n] + \text{arc sin}\,\sqrt{m}\right)\right\}$$

$$\frac{S_1}{H} = \frac{1}{2}\left\{1 - \cos\left(\text{arc sin}\,[-2n] + \text{arc sin}\,\sqrt{m}\right)\right\}$$

Ist arc sin $2n = \alpha$, so ist arc sin $(-2n)$ entweder $= 180 + \alpha$ oder $= 360 - \alpha$; entspricht nun der Winkel $180 + \alpha$ dem Werthe $\frac{S_1}{H}$, so entspricht der Winkel $360^\circ - \alpha$ dem Werthe $\frac{S_2}{H}$.

Ein Beispiel mag dies deutlich machen.

Die äußere Deckung einer Maschine ist so genommen, daß der Dampf nach $^2/_3$ des Kolbenhubes abgesperrt wird, die innere Deckung beträgt $^1/_8$ des Schieberhubes. Man soll angeben, nach welchem Theil des Kolbenhubes das Entweichen vor dem Kolben aufhört und hinter dem Kolben anfängt.

Es ist hier

$$\sqrt{m} = \sqrt{\frac{H - {}^2/_3 H}{H}} = \sqrt{\frac{1}{3}} = 0{,}578$$

$$2n = 2.\ {}^1/_8 = 0{,}250$$

$$\text{arc sin}\,(2n) = \text{arc sin}\,0{,}250 = 14^\circ\ 30'$$

mithin sind die zu arc sin $(-2n)$ gehörenden Winkel

$$180^\circ + 14^\circ\ 30' = 194^\circ\ 30' \text{ und}$$
$$360^\circ - 14^\circ\ 30' = 345^\circ\ 30'.$$

Ferner ist

$$\text{arc sin}\,\sqrt{m} = \text{arc sin}\,0{,}578 = 35^\circ\ 18';$$

sonach

$$\alpha)\ \frac{S_1}{H} = \frac{1}{2}\left\{1 - \cos\left(194^\circ\ 30' + 35^\circ\ 18'\right)\right\} = 0{,}822.$$

$$\beta)\ \frac{S_2}{H} = \frac{1}{2}\left\{1 - \cos\left(345^\circ\ 30' + 35^\circ\ 18'\right)\right\} = 0{,}032.$$

Hierbei geben S_1 und S_2 die Entfernungen des Kolbens vom höchsten Stande. Wie aus Fig. 2b zu ersehen, ist S_2 auch zugleich die Entfernung vom Ende des Hubes, während in Fig. 2f die Entfernung vom Ende des Hubes durch $H - S_1$ ausgedrückt wird. Da das Ganze übersichtlicher wird, wenn man beide Fälle auf die Entfernung vom Ende des Hubes bezieht, so ist die Tabelle III nicht für die Werthe $\frac{S_1}{H}$ und $\frac{S_2}{H}$, sondern für die Werthe $\frac{H - S_1}{H}$ und $\frac{S_2}{H}$ berechnet, also das durch Gleichung α erhaltene Resultat noch von der Einheit abgezogen. Die tabellarischen Werthe, welche den im obigen Beispiel angenommenen Verhältnissen entsprechen, werden demnach sein:

$$1 - 0{,}822 = 0{,}178 \text{ und } 0{,}033.$$

Wird hier der Kolbenhub zu 72″ angenommen, so hört das Entweichen des Dampfes vor dem Kolben auf, wenn derselbe noch $72 \cdot 0{,}178 = 12{,}8''$ vom Ende seines Laufes entfernt ist, und das Ausblasen hinter dem Kolben beginnt, wenn er noch $72 \cdot 0{,}033 = 2{,}38''$ bis ans Ende zu durchlaufen hat.

In Beziehung auf das Taf. 12, Fig. 6 gegebene Diagramm hat man für die hier angenommene Bezeichnung

$$\frac{H - S}{H} = \frac{AF - AB}{AF} = \frac{BF}{AF}$$

$$\frac{H - S_1}{H} = \frac{AF - AC}{AF} = \frac{CF}{AF}$$

$$\frac{S_2}{H} = \frac{DF}{AF}$$

Die Tabelle III enthält nun in der obersten Reihe wieder 8 verschiedene Expansionsgrade, von $^1/_3$ bis $^1/_{24}$; dies sind die Werthe von $m = \frac{H - S}{H}$.

Die erste Columne links enthält die innere Deckung des Schiebers in Theilen des Schieberhubes, oder die Werthe von $n = \frac{d}{h}$.

Die Columnen A geben die Entfernung des Kolbens vom Ende seines Laufes, wenn das Entweichen des Dampfes vor ihm aufhört (in Theilen des Kolbenhubes); dies sind die Werthe von $1 - \frac{S_1}{H}$.

Die Columnen B geben die Entfernung des Kolbens vom Ende seines Laufes, wenn das Entweichen des Dampfes hinter dem Kolben beginnt (ebenfalls in Theilen des Kolbenhubes); es sind dies die Werthe von $\frac{S_2}{H}$.

Beispiel. Es betrage der Kolbenhub 60″, der Schieberhub 16″; die äußere Deckung sei $3^1/_4$″, die innere $^1/_2$″. Man soll angeben, in welcher Weise die Steuerung dieser Maschine erfolgen werde.

Mit Hilfe der Tabelle II suchen wir zuerst den Grad der Expansion, der bei einem Schieberhub von 16″ durch eine äußere Deckung von $3^1/_4$″ herbeigeführt wird. Wir finden, daß bei 16″ Schieberhub und 3,26″ äußere Deckung, der Dampf bei $^1/_6$ des Hubes abgesperrt wird. Da nun die innere Deckung $^1/_2$″ beträgt, so ist $n = \frac{d}{h} = \frac{1}{32}$, und für

dieſen Werth finden wir in Tabelle III bei $^1/_6$ Expanſion in den Columnen A und B die Decimalen 0,053 und 0,033; d. h. das Entweichen des Dampfes vor dem Kolben wird unterbrochen, und daſſelbe hinter dem Kolben wird herbeigeführt, wenn der Kolben beziehungsweiſe noch 0,053 . 60 = 3,18″ und 0,033 . 60 = 1,98″ vom Ende ſeines Hubes entfernt iſt.

Erhöhet man die innere Deckung auf 2″ oder $^1/_8$ des Schieberhubes, ſo erhält man durch Tabelle III die Decimalen 0,109 und 0,008, d. h. der Dampfabfluß vor dem Kolben wird unterbrochen, und der hinter dem Kolben geöffnet, wenn der Kolben reſpective noch 0,109 . 60 = 6,54″ und 0,008 . 60 = 0,48″ ſeines Weges zu durchlaufen hat. Wird die innere Deckung ganz beſeitigt, ſo wird das Entweichen vor dem Kolben zu demſelben Zeitpunkt abgeſperrt, wo es hinter dem Kolben anfängt, und zwar wenn der Kolben noch 0,043 . 60 = 2,58″ zurückzulegen hat, ehe er an das Ende ſeines Hubes gelangt.

Zum Schluß noch einige Bemerkungen.

Die Betrachtung der Tabelle III zeigt uns recht deutlich, daß der Vortheil, den wir durch Vergrößerung der Expanſionswirkung erzielen, zum Theil wieder verloren geht durch die unzweckmäßige Weiſe, in der das Entweichen des Dampfes erfolgt. Faſſen wir, der Ueberſichtlichkeit wegen, zunächſt nur die letzte Zeile dieſer Tabelle ins Auge, die ſich auf den Fall bezieht, wo gar keine innere Deckung vorhanden iſt, ſo ſehen wir, daß z. B. bei $^1/_8$ Expanſion das Entweichen vor dem Kolben geſchloſſen und hinter dem Kolben geöffnet wird, wenn derſelbe noch 0,092 ſeines Laufes zurückzulegen hat; wenn hingegen die Expanſion auf $^1/_{24}$ beſchränkt wird, ſo treten dieſe nachtheiligen Vorgänge erſt ein, wenn der Kolben nur noch 0,011 ſeines Weges zu durchlaufen hat.

Vergleicht man hiermit die den Werthen $^1/_{32}$, $^1/_{16}$, $^1/_8$ der erſten Columne entſprechenden Decimalen, ſo überzeugt man ſich, daß eine Vergrößerung der inneren Deckung ein früheres Schließen des Ausblaſekanals vor dem Kolben und ein ſpäteres Oeffnen des Ausblaſekanals hinter dem Kolben herbeiführt, d. h. der Widerſtand vor dem Kolben tritt um ſo früher auf und der Druck hinter dem Kolben bleibt um ſo länger wirkſam, je größer die innere Deckung genommen wird.

Schon eine oberflächliche Prüfung der Wirkung des Schiebers überzeugt uns, daß die äußere Deckung ſtets größer ſein muß, als die innere; ſind beide Deckungen gleich, ſo öffnen ſich Ein- und Austritt in demſelben Moment, und dies vermindert die Arbeit der Maſchine, da der Dampf nicht mit hinreichender Schnelligkeit durch die enge Austrittsöffnung entweichen kann. Hieraus folgt die Nothwendigkeit, daß die innere Deckung ſtets kleiner ſein muß, als die äußere, und zwar muß die Differenz um ſo bedeutender ſein, je größere Kolbengeſchwindigkeit beabſichtigt wird. Bei Locomotiven und andern Maſchinen, wo man öfter ohne Expanſion arbeitet und in Folge deſſen dem Schieber ſehr wenig äußere Deckung giebt, da muß man, um beim Anfang des Hubes eine hinreichend große Oeffnung für den Dampfabfluß zu erlangen, nicht nur alle innere Deckung beſeitigen, ſondern öfter ſogar noch mehr vom Schieber wegnehmen, ſo daß bei der mittleren Stellung des Schiebers beide Kanäle mit der Atmoſphäre in Communication ſtehen. Dieſe Einrichtung hat zur Folge, daß der Uebelſtand des frühen Ausblaſens des hinter dem Kolben befindlichen Dampfes geſteigert und dadurch die Wirkung des Dampfes gemindert wird, obſchon das Ausblaſen vor dem Kolben bis nahe zum Ende des Kolbenlaufes dauert. Taf. 12, Fig. 6 giebt ein dieſer Einrichtung entſprechendes Diagramm, worin, wie früher, horizontale und verticale Schraffirung beziehungsweiſe Ein- und Austritt des Dampfes angeben.

Bei der Anwendung einer Schiebersteuerung kommt ſtets auch die Breite der Dampfkanäle, d. h. deren Dimenſion in Richtung der Schieberbewegung, mit in Frage. Damit der Kanal vollkommen geöffnet werde, muß der halbe Schieberhub mindeſtens gleich der Summe aus äußerer Deckung und Breite des Dampfweges ſein. Setzen wir dieſe Breite = b, ſo muß r gleich oder größer als d + b ſein; hieraus folgt die größte Breite des Kanales

$$b = r - d.$$

Daß dieſe Breite immer erreicht werde, iſt aber durchaus nicht erforderlich; im Gegentheil, wo ein großer Schieberhub nicht unzuläſſig erſcheint, da iſt es ſtets ein Vortheil die Breite geringer, oder den Hub größer zu nehmen, als zur Erfüllung dieſer Gleichung nothwendig iſt; denn die größere Hubhöhe hat auch einen ſchnelleren Schieberlauf zur Folge, die Dampfkanäle werden raſcher geöffnet, wodurch der Dampf größere Freiheit in ſeiner Bewegung erlangt, und dies iſt ein Vortheil, der den geringen Mehraufwand an Arbeit, den der längere Schieberlauf und das größere Excentrik mit ſich bringen, bedeutend überwiegt.

Ergänzung zur Abhandlung:

Ueber die räumliche Aufnahme und Cubirung von Bergen und Halden.

(Siehe Seite 33.)

Von

Prof. Julius Weisbach.

(Hierzu auf Taf. 12, Fig. 1.)

Nachdem man die Horizontalschnitte einer cubischen Aufnahme construirt hat, kann man noch durch Schattirung derselben ein plastisches Ansehen geben. Man bewirkt diese Schattirung entweder durch Schraffiren oder durch Tuschen. Unter den verschiedenen Schraffirmethoden ist die Lehmann'sche diejenige, welche wegen ihrer anerkannten Vorzüge am häufigsten angewendet wird. Das Wesentliche dieser Methode besteht bekanntlich darin, daß man die Schraffirstriche rechtwinkelig zu den Horizontalen legt und daß man den Grad der Neigung der Bergfläche gegen den Horizont durch das Verhältniß der Stärke der Schraffirstriche zur Breite der Zwischenräume ausdrückt. In der Regel macht man hiernach die horizontale Fläche ganz weiß, und die Fläche von 45 Grad Neigung ganz schwarz, und giebt für eine Fläche von α Grad Neigung den Strichen eine Breite, welche sich zu der der Zwischenräume wie α^0 zu $45^0 - \alpha^0$ verhält; es erhält also z. B. für eine Neigung von 20 Grad der Strich eine Breite, welche zur Breite der weißen Zwischenräume im Verhältnisse von 20 zu 25, d. i. von 4 zu 5 steht. Diese Darstellungsweise liefert zwar kein optisch richtiges Bild, aber sie gewährt doch den Vortheil, daß sie den Beschauer in den Stand setzt, sich ein annähernd richtiges Urtheil über die Neigungs- und Höhenverhältnisse des dargestellten Terrains zu verschaffen. Dagegen erfordert aber auch das Zeichnen solcher schraffirten Pläne, wenn dieselben soviel wie möglich richtig sein und dem genannten Zwecke entsprechen sollen, eine große Fertigkeit und Sicherheit, die nur durch viele Uebung erlangt werden kann. Viel leichter ist dagegen das Tuschen der Pläne, welches außerdem noch den großen Vorzug gewährt, daß man durch dasselbe, den Regeln der Optik folgend, von den Gebirgsunebenheiten mit Leichtigkeit ein deutliches Bild anfertigen kann. Wenn nun aber die getuschten Pläne nicht das sichere Anhalten geben zur Beurtheilung der Neigungswinkel, wie die nach der Lehmann'schen Methode schraffirten Pläne, so kann man dagegen die getuschten Pläne leicht mit den nöthigen Horizontalen versehen und dadurch allerdings eine bildliche Darstellung herstellen, welche alle Vorzüge in sich vereinigt und mindestens jeder schraffirten Zeichnung vorzuziehen ist. Die Horizontalen mit den angeschriebenen Coten liefern die sicherste Grundlage zur Beurtheilung der Neigungs- und Niveauverhältnisse, und die Abtuschung verschafft uns ein deutliches Bild von dem Relief und der ganzen Physiognomie der im Grundrisse dargestellten Bergfläche. Mehreres darüber ist nachzulesen in der kleinen Schrift: „Die Darstellung der Berge in Karten und Plänen u. s. w. von F. Chauvin, Berlin 1852."

Die Regeln, nach welchen Pläne abzutuschen sind, stimmen mit den bekannten Vorschriften zum Tuschen der Abbildungen von Bauwerken, Maschinen u. s. w. vollständig überein, und lassen sich kurz in Folgendem zusammenfassen:

1) Das Licht, wodurch die projicirte Bergfläche beleuchtet wird, trifft in lauter parallelen Lichtstrahlen auf, deren Richtung durch den sogenannten Streich- und durch den sogenannten Fallwinkel bestimmt wird. Den Streich- oder Horizontalwinkel, welcher die Horizontalprojection mit der einen oder der andern Seite des Planes einschließt, nimmt man in der Regel zu 45 Grad oder einen halben Rechtwinkel an; dem Fall- oder Verticalwinkel, d. i. der Winkel, welchen der Lichtstrahl mit seiner Horizontalprojection bildet, giebt man hingegen eine Größe von nur 15 bis 30 Grad.

2) Diejenigen Stellen der Bergfläche, welche von den Lichtstrahlen wirklich getroffen werden, sind im Lichte oder beleuchtet, und dagegen diejenigen Punkte, auf welche keine Lichtstrahlen fallen (weil dieselben von der vorliegenden Erhöhung aufgefangen worden sind), befinden sich im Schatten oder sind unbeleuchtet.

3) Die beleuchteten Flächen nehmen allmälig an Helligkeit, und die unbeleuchteten Flächen nach und nach an Schwärze oder Dunkelheit ab, je tiefer dieselben liegen oder je entfernter sie dem Auge sind.

4) Die Helligkeit beleuchteter Flächen wächst mit der Größe des Einfallswinkels d. i. desjenigen Winkels, welchen der Lichtstrahl mit dieser Fläche einschließt; und eben so nimmt die Dunkelheit der beschatteten Flächen mit der Größe dieses Winkels zu.

Es ſind alſo hiernach z. B. die erhabenſten Stellen, auf welche das Licht ſenkrecht auffällt, im ſtärkſten Lichte, und dagegen die höchſten Punkte, welche mit der Richtung der Lichtſtrahlen den größten Winkel einſchließen, im tiefſten Dunkel.

Anſtatt in das Detail der Ausführung getuſchter Pläne weiter einzugehen, ſoll nur das Weſentliche über die Schattirung der im zweiten Hefte auf Taf. 5 in $^1/_{500}$ der natürlichen Größe abgebildeten Halde mitgetheilt werden. Dieſer Plan iſt zu dieſem Zwecke auf Taf. 12, Fig. 1, in $^1/_{1000}$ der natürlichen Größe copirt und mit den erforderlichen Schattirungen verſehen worden. Die 6 mit rother Farbe angelegten Horizontalen, welche in ſenkrechten Abſtänden von je 1 Lachter unter einander liegen, geben uns die Elemente zur Beurtheilung der geometriſchen Verhältniſſe der Halde. Man erſieht z. B. hieraus, daß ſich die Halde an einen ſanften Abhang anlehnt, welcher in der Richtung von Oſt nach Weſt fällt, daß ferner in der Hauptform dieſe Halde zwei Terraſſen bildet, wovon die eine im Mittel 4 Lachter und die andere zwiſchen 6 und 7 Lachter über dem tiefſten oder Nullpunkte der Halde liegt. Auch iſt aus der Form und der Lage dieſer Horizontalen zu entnehmen, daß der Fahrweg, welcher ſich in der Richtung von Süd nach Nord auf die Halde hinaufzieht, beide Terraſſen mit einander verbindet. Durch Vergleichung der Normalabſtände benachbarter Horizontalen mit dem gegebenen Verticalabſtande von 1 Lachter erhält man ferner ein Anhalten zur Beurtheilung der verſchiedenen Böſchungen der Halde; ſo z. B. hat die Halde an der öſtlichſten Stelle eine mittlere Böſchung von 1,3 Lachter, welcher ein Neigungswinkel von $37^1/_2$ Grad entſpricht, da cotang $37^1/_2{}^\circ$ nahe = 1,3 iſt.

Was die (allerdings in der Lithographie nicht ganz gelungene) Schattirung der Halde anlangt, ſo ſieht man aus der Helligkeit der nach Nordweſt liegenden Partieen, daß das Licht in der Richtung von Nordweſt einfällt, und aus der Dunkelheit der ſüdöſtlichen Partieen, daß ſich dieſelben im Schatten befinden. Auch erkennt man die beiden Terraſſen ſogleich an ihren Lichttönen und erhält durch die verſchiedenen Abwechſelungen und Uebergänge des Lichtes und Schattens der Abhänge mit einem Blicke ein Bild von der körperlichen Geſtaltung der ganzen Halde.

Neue Art der Pfahlgründung und Verankerung.

Von

Guſtav Werther,

Civil-Ingenieur.

(Hierzu Tafel 13.)

Die Verwendung der Schraubenpfähle als Gründungsmittel, ſowohl unter als auch über Waſſer, findet in England bereits ſeit Jahren ſo häufig und vielfältig ſtatt, und hat ſich in vielen Fällen auch ſo ausgezeichnet bewährt, daß es wohl manchem Leſer willkommen ſein dürfte, im Folgenden über dieſes Syſtem der Pfahlgründung einiges Nähere zu erfahren, zumal daſſelbe außerhalb Englands nur ſelten, in Deutſchland aber bis jetzt noch nie zur Anwendung gelangt iſt.

Das dringende Bedürfniß, für Hafenanker einen kräftigeren Widerhalt gegen aufwärts gerichteten Zug zu erlangen, als dies weder durch die auf gewöhnliche Weiſe eingerammten Pfähle, noch durch verſenkte Steinblöcke irgend wie erreicht werden konnte, führte den Erfinder des vorliegenden Gründungsſyſtems (Herrn Alex. Mitchell in Belfaſt) auf die Betrachtung der Vortheile, die unter Umſtänden eine Schraube für dieſen Zweck gewähren könne. Der Plan, den er dabei verfolgte, um wenigſtens in lockerem Grunde oder in Sandboden einen feſten Widerhalt für die Verankerung zu gewinnen, war der: bis zu einer anſehnlichen Tiefe unter die Grundoberfläche eine Eiſenſtange einzuſenken, welche an ihrem unteren Ende mit einer breiten ſpiral- oder ſchraubenförmig geſtalteten Scheibe von Gußeiſen armirt war (Fig. 1), und vermittelſt welcher der Schaft nicht in den Grund einzudringen vermochte, ohne dabei das Gefüge der zu durchdringenden Bodenmaſſe weſentlich zu zerſtören.

Der Halt oder Widerſtand einer ſolchen Grundſchraube (ſo wird nämlich die Scheibe am Fuße des Pfahles genannt), gleichviel, ob ſie gewiſſermaßen als Pfahlſchuh verwendet wird und beſtimmt iſt, eine auf dem Pfahle ruhende Laſt zu tragen, oder ob ſie als Hafenanker benutzt wird,

um einem aufwärts gerichteten Zuge zu widerstreben, hängt von der Flächengröße der Schraube, von der Beschaffenheit, namentlich der Cohäsion des Bodens, in den jene versenkt, und von der Tiefe, bis zu welcher sie unter die Grundoberfläche geschraubt wird, ab. Es muß daher die Größe der Grundschrauben für jeden besondern Fall nach der Natur des Bodens, in den selbige zu placiren sind, und über die man sich durch Bohrversuche leicht Kenntniß verschafft, bestimmt werden.

Der Durchmesser der größten bis jetzt angewendeten Grundschrauben ist vier Fuß engl., allein innerhalb gewisser Grenzen, die von der Leichtigkeit, mit welcher diese Spiralen herzustellen sind, abhängen, mögen die Dimensionen in manchen Fällen wohl sogar noch größer als vier Fuß gewählt werden. Jedoch findet die Verwendbarkeit so großer Grundschrauben dann an der zum Eindrehen in den Grund erforderlichen Kraft ihre Beschränkung.

Sowohl die Schraubenpfähle als die Schraubenanker sind bei jeder Grundbeschaffenheit, harten Felsen allein ausgenommen, anwendbar, denn durch das schraubenartige Eindringen in den Grund finden selbige ihren Weg sogar durch Gerölle hindurch, drängen auch selbst mittelmäßig große Steine auf die Seite. In Bassins, Häfen, Flüssen, Buchten und an Rheden trifft man aber auch selten auf Felsen, abgesehen von kleinen vereinzelten Steinmassen, die durch Alluvion dahin gebracht worden sind. Gerade diese alluvialische Beschaffenheit dieser Oertlichkeiten machte aber die Grundschrauben erwünscht. Sie bietet auch am häufigsten Veranlassung zu deren Anwendung.

Die Richtung, in der sowohl die Schraubenpfähle, als auch die Ankerschrauben in den Grund getrieben werden müssen, ist durchaus ohne Einfluß auf ihre Anwendbarkeit, da die Richtung jede beliebige sein kann.

Schraubenverankerung. Die festen oder permanenten Verankerungen, die vor Einführung der Schraubenanker am gewöhnlichsten gebraucht wurden, waren zweierlei Art, nämlich 1) Spannketten- oder Grundketten-Ankerung und 2) Blockverankerung. Erstere besteht darin, daß starke Ketten von beträchtlicher Länge längs des Grundes (quer durch einen Fluß, Hafen u. s. w.) ausgestreckt und an den Enden durch schwere Anker oder Blöcke auf dem Grunde fest gehalten werden (Fig. 2). An diesen Grundketten sind dann je nach Bedarf mehrere Bojenketten angeschellt. Die Nachtheile dieser Ankerungsweise sind theils ihre Kostspieligkeit, theils die Hindernisse, welche sie der Schifffahrt in den Weg stellt. Die zweite Ankerungsweise ist häufiger angewendet und besteht darin, daß man einen schweren Block versenkt, an welchem eine starke Kette befestigt ist, die sich mit dem anderen Ende bis zur Boje an die Wasseroberfläche erstreckt (Fig. 3).

Der versenkte Block ist entweder Stein oder Eisen und wird entweder nur auf den Grund, oder in eine dazu hergestellte Vertiefung gelegt. Es leuchtet ein, daß diese Art der Ankerung gegen die vorher erwähnte bei weitem einfacher und daher wohlfeiler herzustellen ist. Allein wenn der versenkte Block einem starken Zuge ausgesetzt wird, so leistet er nur selten hinreichenden Widerstand und wird daher allmälig fortgeschleppt, selbst wenn er, wie es höchstens der Fall sein kann, 1 und 2 Fuß tief in den Grund eingegraben ist. Außerdem ist ein anderer Nachtheil noch der, daß in seichten Buchten und Häfen die Schiffe sehr häufig durch Auftreiten (Auffahren) auf diese Ankerblöcke eben so ernstlich beschädigt werden, wie es zuweilen durch das Auffahren auf die geworfenen Anker geschieht.

Alle angeführten Mängel der seither üblichen permanenten Verankerungsweisen beseitigte Alex. Michell, indem er zur Befestigung der Bojenketten mit dem Grunde eine Modification seiner Schraubenpfähle (Fig. 4) vorschlug und in die Praxis einführte. Durch dieselben werden die Bojenketten nicht nur mit Leichtigkeit in jeder angemessenen Tiefe im Grunde selbst befestigt, sondern erlangen auch einen weit stärkeren Widerhalt am Grunde, wie durch irgend welche andere Form der Befestigung.

Wollte man eine nach der weiter unten erwähnten Art in den Grund eingesenkte Grundschraube (Fig. 5) durch einen an dem freien Ende der mit ihr vereinigten Bojenkette angelegten Zug aus dem Grunde heben oder herausziehen; so müßte man die Cohäsion des Bodens und wegen dieser noch das Gewicht eines abgestumpften auf der Grundschraube lastenden Erdkegels überwinden, dessen Basis mit der Grundoberfläche zusammenfällt und ihrer Flächengröße nach zumeist von der Cohäsion des Bodens abhängig ist.

Bei allen bisher über den Halt von Grundschrauben behufs der Verankerung angestellten Versuchen ist es nicht ein einziges Mal gelungen, eine solche wieder herauszuheben; man mußte sie entweder verloren geben oder benutzen wo sie waren, oder wenn es sonst möglich war, ausgraben. Es geht hieraus hervor, daß, wenn eine Grundschraube von bestimmtem den Umständen angemessenem Durchmesser bis zu einer gewissen Tiefe in die Erde eingedreht wird, dieselbe nach allen Richtungen hin einen festen Widerhalt zur Befestigung einer Bojenkette (Fig. 5) gewährt und selbst einem verticalen Zuge kräftigen Widerstand leistet, was bei den versenkten Blöcken nicht der Fall ist, deren Halt hauptsächlich nur von der Größe ihres Gewichts abhängt.

Aus dem bisher Gesagten ist zu ersehen, daß die Tiefe, bis zu welcher die Grundschrauben eingeschraubt werden müssen, mit den Eigenschaften des Bodens und je nach dem Zwecke für den die Schrauben dienen sollen, variirt. Sehr allgemein können jedoch für die größeren Grundschrauben 6 bis 18 Fuß Tiefe angenommen werden. Letztere

Tiefe gewährt bei sehr lockerem Boden hinreichenden Halt für Verankerungen.

Bei sandigen und thonigen Boden werden Grundschrauben von 4 Fuß Durchmesser, wenn sie nicht auf Felsen treffen, in Zeit von $1\frac{1}{2}$ Stunde leicht bis zu 15 Fuß Tiefe, ja oft bis 21 Fuß in weniger als 2 Stunden versenkt.

Da jeder Theil dieser Schraubenverankerung weit unter dem Grunde verborgen ist, so können Schiffe durch Berührung des Grundes an diesen Stellen nie solchen Schaden leiden, wie er durch Aufreiten auf gewöhnliche Anker und die erwähnten Blöcke u. s. w. verursacht wird.

Die üblichsten Formen dieser Grundschrauben zur Ankerung sind in den Fig. 6—11 dargestellt und zwar zeigt:

Fig. 6 eine Grundschraube für starke Ketten. (Ueber $1\frac{1}{4}$ Zoll Durchmesser).
" 7 " Grundschraube für sehr harten Grund.
" 8 " Schraube für Kalkfelsen.
" 9 " Grundschraube für Ketten bis zu $1\frac{1}{4}$ Zoll Durchmesser.
" 10 " Grundschraube für temporäre Zwecke, als zu Taubefestigungen an Flußufern, Fahrwassermarken u. s. w.
" 11 " Grundschraube für schwache Ketten und Wassermarken am Portland-Wellenbrecher.

Das Einschrauben geschieht mit Hilfe der in Fig. 13 abgebildeten Vorrichtung. Sie besteht aus einem starken eisernen Schafte, der aus etwa 12 bis 13 Fuß langen Stücken so zusammengesetzt ist, daß je zwei aneinander stoßende Enden derselben gleichsam wie Hut und Kopf ineinander passen und noch mittelst eines durch beide gehenden Keiles verbunden sind. Wenn so der Schaft die erforderliche Länge erhalten hat, die Schraube daran gesteckt, der Schaft in die erforderliche Stellung gebracht worden ist und die Schraube den Grund berührt, so wird in angemessener Höhe ein Speichenrad auf dem Schafte mit Keilen befestigt. An diesem laufen sodann die Arbeiter herum, und drehen dadurch die Schraube nach und nach ein, wobei die Bojenkette, da sie schon an der Grundschraube befestigt ist, gleichzeitig mit eingezogen wird. Das Speichenrad wird in dem Maße als die Schraube in den Grund eindringt von Zeit zu Zeit gehoben und von Neuem befestigt, bis die nöthige oder mögliche Tiefe erreicht ist. Schließlich wird der Schaft entfernt und die Kette ist und bleibt im Grunde befestigt.

Die Speichen des erwähnten Rades haben eine Länge von 10 Fuß. Eben so viele Arbeiter sind zum Eindrehen einer 4 Fuß großen Schraube in festen Thon- und Sandboden erforderlich.

Schraubenpfähle. Wie Schraubenpfähle oder vielmehr eingeschraubte Pfähle beschaffen sind, wird wohl nach dem bisher Gesagten keiner weitläufigen Beschreibung bedürfen. Es mag daher genügen, nur über deren verschiedenartige Verwendungen und die denselben angemessenen Formen Einiges hinzuzufügen.

Die häufigste und wichtigste Anwendung erfahren diese Art Pfähle bei Seebauten, nämlich als Gründungsmittel für Leuchtthürme, Landungsbrücken, Wellenbrecher u. s. w. Aber auch zur Gründung von Brückenbauten, Viadukten und Aquadukten, vorzüglich in und an reißenden Flüssen haben sie sich schon vielfach bewährt. Außerdem hat man sich dieser Art der Pfahlgründung noch zur Gründung gewöhnlicher Wohngebäude, ferner von Eisenbahnen, Eisenbahnstationshallen, Güterschuppen und freistehenden Ueberdachungen jeder Art mit Vortheil bedient. Zu den neuesten Nutzanwendungen dieser Schraubenpfähle gehört die Befestigung der Säulen optischer Telegraphen und der Stangen für die Leitungsdrähte der electrischen; ebenso die Befestigung der Säulen zu Umzäunungen u. s. w.

Für diese verschiedenen Zwecke werden natürlich verschiedene Abänderungen der Schraubenformen nöthig. Die Pfähle selbst sind, je nach Umständen, manchmal von Schmiedeeisen (Fig. 22—24), manchmal von Gußeisen (Fig. 14—16), häufig von beiden zugleich und sehr oft auch von Holz (Fig. 17—21); die Schrauben sind jedoch stets von Gußeisen angefertigt.

Die bisher vorgekommenen Formen der Schraubenpfähle sind in den schon angezogenen Fig. 12—25 deutlich dargestellt.

Fig. 12. Grundschrauben für Zelte zu Militairzwecken und zur Bedeckung der Getreidefeimen.

Fig. 14, 15 und 16. Hohle Schraubenpfähle von Gußeisen und zwar

Fig. 15 für Thon- und Sandboden.

Fig. 17—21. Schraubenschuhe für hölzerne Pfähle, und zwar

Fig. 17. Schraube mit schmiedeeisernem Schaft und Dülle in Gebrauch bei der Gründung der Portland-Wellenbrecher.

Fig. 18, 19 und 20. Schrauben für verschiedene Brücken- und Viadukt-Gründungen.

Fig. 21. Schraubenschuh für Telegraphenstangen ꝛc.

Fig. 22, 23 und 24. Schrauben mit massiven, schmiedeeisernen Pfählen und zwar

Fig. 22 für Landungsbrücken, Brücken u. s. w.

Fig. 23 für Leuchtthürme.

Fig. 24 Bohrschraube für Corallenfelsen.

Mit Hilfe der hohlen Schraubenpfähle, welche entweder von Guß- oder von Schmiedeeisen angefertigt sind, ist es möglich, den feinsten und dichtesten Sandboden mit Leichtigkeit zu durchbohren, welchen man durch das bisher übliche Einrammen der Pfähle entweder gar nicht, oder nur mit Ueberwindung vieler Schwierigkeiten zu durchdringen im Stande war.

Bei Seebauten gewähren die eisernen Pfähle gegen die hölzernen noch den Vortheil, daß sie durchs Seewasser und Seegewürm nicht so leicht und schnell aufgezehrt werden, als letztere.

In England geschah noch vor Kurzem die Gründung auf derartige Pfähle in sehr ausgedehntem Maße, z. B. am Hafenbau zu Holyhead (Nordwales), zu Waymouth (in der Nähe von Southampton), in der Portland-Bucht und bei Plymouth.

Die Säulen, auf denen die eisernen Dächer der neuerbauten, berühmten Great-Western-Eisenbahn-Station in London ruhen, sind ebenfalls eingeschraubt. Die Grundschrauben, wie Fig. 25 eine zeigt (für Einfriedigungen ꝛc.), sind seit vorigem Jahre durch Edwin Clark, dem Ingenieur der Telegraphengesellschaft in England, daselbst eingeführt und bereits in großer Ausdehnung an den verschiedenen Linien dieser Gesellschaft verwendet worden. Sie bewähren sich sowohl in Hinsicht des Kostenpunktes und der Leichtigkeit, mit welcher die Aufrichtung der Pfähle geschieht, als auch mit Rücksicht auf deren sichern Stand als ganz vorzüglich.

Das Eindrehen der Schraubenpfähle geschieht mit Hilfe derselben Vorrichtung und genau auf dieselbe Weise wie das Versenken der Grundschraube für den Zweck der Verankerung.

Ueber das Markscheiden mit dem Theodoliten über Tage und in der Grube.

Von

Friedrich Kästner,

Bergingenieur.

(Hierzu Tafel 14.)

Keiner Branche der gesammten Bergbaukunst ist bis in die neuere Zeit so wenig Aufmerksamkeit geschenkt worden, als der Markscheidekunst und wird diese Behauptung schon in dem Umstande Bestätigung finden, daß der Compaß noch heute in so großer Ausdehnuug angewendet wird. Nur erst in neuester Zeit, wo man angefangen hat, nicht allein die Aufnahmen über Tage sondern auch die ganzer Grubengebäude auf Messungen mit dem Theodolit zu fundiren, ist die Markscheidekunst in ein der Zeit entsprechendes Stadium getreten.

Dem Compaß, welcher in Bezug auf die Leichtigkeit seiner Handhabung mit keinem andern für die Grube brauchbaren Winkelinstrumente verglichen werden kann, wurde insofern zu viel zugemuthet, als man seiner Anwendbarkeit zu weite Grenzen setzte, denen die Zuverlässigkeit der mit ihm erlangten Resultate nicht entsprach.

Abgesehen davon, daß der Compaß in Eisensteingruben und in mit Eisen imprägnirten Gebirgen zur Ausführung markscheiderischer Arbeiten gar nicht anwendbar ist, so wird man auch schon die Grundlagen zu einer größeren markscheiderischen Arbeit in jedem Falle mit großem Vortheile mit Hilfe des Theodoliten legen und mit dem Compaß, vorausgesetzt, daß das Gebirge die Magnetnadel nicht ablenkt, die Detailaufnahmen und die Aufnahmen derjenigen Räumlichkeiten vornehmen, von denen aus eine Fortsetzung der Arbeit nicht erfolgen soll.

Hat man z. B. ein Grubengebäude, welches in Bezug auf den Flächeninhalt des bebauten Gebirgstheiles und seiner Teufe schon einige Ausdehnung erlangt hat, und durch mehrere Schächte und Stölln zugänglich ist, markscheiderisch aufzunehmen, so wird man mit Zeitersparniß und einer überraschenden Genauigkeit alle für den Betrieb wichtige Punkte über Tage, als: Schächte, Stollnmundlöcher, Aufbereitungswerkstätten ꝛc. mit dem Theodolit trigonometrisch aufnehmen und die einzelnen Dreieckspunkte so auswählen, daß man wo möglich aus mehrfachen Zusammenstellungen der Visirlinien zu Dreiecken die Längen der Dreiecksseiten und hieraus wieder die Längen und Breiten der Punkte, d. h. ihre Coordinaten in Hinsicht auf ein bestimmtes Axensystem und in Beziehung auf irgend einen Nullpunkt berechnen kann. Da eine Meridianbestimmung aus mehrfachen Gründen bei einer derartigen Aufnahme unbedingt nothwendig wird, so wird man den Meridianstein, den man in die Mitte des Grubenfeldes zu setzen sucht, als Nullpunkt für die verschiedenen Niveauverhältnisse betrachten und die Nord-Süd und Ost-West Richtung als Coordinatenaxen für die Coordinaten der verschiedenen Punkte ansehen. An diese trigonometrisch bestimmten Punkte, deren Niveauverhältnisse gegen den Meridianstein man durch Nivellement's kennen gelernt hat, schließt man die einzelnen nothwendig werdenden Meßtischaufnahmen an.

Es soll in dieser Mittheilung nicht specieller auf die

Triangulation der über Tage befindlichen Punkte und die Meridianbestimmung eingegangen werden, sondern es wird in dieser Hinsicht auf die neue Markscheidekunst des Herrn Professor Weisbach, Band I, verwiesen, in welcher das specielle Verfahren bei einer derartigen Arbeit und die hierbei vorkommenden Berechnungen ganz ausführlich besprochen sind.

Hat man die Tagetriangulation beendigt, so schreitet man zum Anschluß der in der Grube ebenfalls mit dem Theodolit zu bewirkenden Aufnahmen, die sich indessen, vorausgesetzt, daß die Nebenumstände die Anwendbarkeit des Compasses gestatten, nur darauf beschränken würden, durch Peripherisiren ein Netz von festen mittelst Coordinaten auf den Nullpunkt bezogenen Punkten in die entlegenen Theile der Grube zu transportiren, von denen aus die Abbaue und andere derartige Räumlichkeiten mit dem Compaß aufgenommen werden könnten. Bei diesem Zusammenschlusse stößt man aber auf Schwierigkeiten, welche in dem Maße zu überwinden, als es der Genauigkeit der übrigen Operationen entspricht, man sich schon vielseitig Mühe gegeben hat.

Dem Herrn Professor Weisbach, welcher diesen Gegenstand im zweiten Bande seiner neuen Markscheidekunst ausführlich behandeln wird, gebührt auch in dieser Hinsicht die vollständige Anerkennung, dieser Methode durch vielfache Verbesserungen wesentlichen Vorschub geleistet zu haben. Mit seiner gütigen Erlaubniß werde ich Einiges über die Verfahrungsarten mittheilen, welche derselbe bei Gelegenheit der Lösung einiger Markscheidefragen durch den Theodolit anzuwenden für gut fand, wobei besonders hervorzuheben ist, daß das in dem Folgenden zu beschreibende Verfahren, den Zusammenschluß von Theodolitenaufnahmen über Tage und in der Grube, durch zwei und mehr Lothe zu bewirken, zuerst von Herrn Professor Weisbach angewendet und mit glücklichem Erfolge gekrönt worden ist.

Den gegebenen Verhältnissen entsprechend kann das Verfahren des Zusammenschlusses der über Tage ausgeführten Messungen mit den in der Grube auszuführenden in 3 Hauptabtheilungen gebracht werden, und zwar wenn:

A. die Grubenbaue durch flache Schächte, Stölln oder Tagestrecken zugänglich sind,

B. Wenn die Grube 2 seigere Schächte besitzt, welche mittelst Strecken unter einander in Verbindung gesetzt sind und

C. wenn man in die Grube nur durch einen einzigen seigeren Schacht gelangen kann.

Bevor ich jedoch auf die Abhandlung dieser einzelnen Fälle eingehe, werde ich noch einige Vorbemerkungen machen, um mich an passender Stelle darauf berufen zu können. Zuvörderst will ich erwähnen, daß man sich bei diesen Zusammenschlüssen, wo es darauf ankommt, die Operation mit der größtmöglichsten Genauigkeit auszuführen, eines Theodoliten bedient, an dem sich die Winkel bis auf 10 Sekunden genau ablesen lassen. Führt man statt mit dem Compaß mit dem Theodolit die Aufnahme des Details aus, so dürfte die Eintheilung bis auf halbe Minuten genau hergestellt, eine ausreichende zu nennen sein.

Je nach der Entfernung und Beleuchtung eines anzuvisirenden Punktes wird man denselben durch eine roth und weiß angestrichene Stange, durch ein Loth, durch ein Licht, durch eine beleuchtete Lothschnur u. s. w. markiren. Ist die Entfernung des anzuvisirenden Objectes vom Aufstellungspunkte gegen die Entfernung dieses letzten vom Orientirungspunkte so klein, daß man genöthigt ist, nach der Orientirung des Theodoliten auf den entfernteren Punkt die Ocularröhre, der erforderlichen Deutlichkeit wegen, weit herauszuziehen, so vermeidet man den durch die mögliche Verrückung der optischen Are des Fernrohres entstehenden Fehler dadurch, daß man bei einer Winkelbeobachtung beide Objecte zwei Mal und zwar das zweite Mal mit umgeschlagenem Fernrohre aber feststehendem Hauptkreise anvisirt. Nimmt man aus den sich ergebenden Winkeln das arithmetische Mittel, so bekommt man den wahren Winkel, den man durch Repetition dieses Verfahrens beliebig genau bestimmen kann; es reicht indessen eine dreimalige Repetition vollkommen aus.

Es ist einleuchtend, daß, je kleiner die Entfernung zweier Punkte beim Peripherisiren ist, die Aufstellung in denselben mit um so größerer Genauigkeit erfolgen muß, weil vorkommende Ungenauigkeiten auf die Richtigkeit der zu lösenden Aufgaben bedeutend influiren. Betrüge z. B. der zu messende Winkel genau 179° 50′ und wäre die Entfernung des Standpunktes vom Orientirungspunkte 1000 Meter, betrüge ferner die Entfernung des anzuvisirenden Objectes vom Standpunkte 10 Meter, so würde man, wenn man den Theodolit nur um 0,02 Meter seitwärts rechtwinklig auf die Hauptrichtung aufgestellt hätte, den Winkel, welcher genau 179° 50′ sein sollte zu 170° 56′ 53″ finden. Je größer beide Entfernungen sind, desto weniger wird auch der Einfluß betragen.

Bei der Auswahl und Firirung der Punkte in der Grube dürfte als leitendes Princip aufzustellen sein, dieselben in eine größtmöglichste Entfernung von einander zu bringen, und nur dann, wenn durch eine lange Visirlinie eine kurze entstehen sollte, die lange, wenn es überhaupt möglich ist, zu Gunsten der kleineren zu kürzen. Das Firiren der ausgewählten Punkte geschieht in der Förste der Strecke in der Weise, daß man in das Gestein Löcher von circa 2 Zoll Tiefe schlägt, dieselben mit Holz ausfüttert und in dieses Schrauben, Taf. 14, Fig. 1, die an ihrem unteren breiten Ende Löcher zum Durchziehen einer Schnur haben, so hinein schraubt, daß ihre breite Seite rechtwinklig auf die Streckenrichtung zu stehen kommt.

Iſt die Aufnahme nur eine vorübergehende, das heißt: iſt es nicht wahrſcheinlich, daß die ausgewählten Punkte jemals wieder gebraucht werden, ſo kann man ſich auch damit begnügen, dieſe Schrauben in Spreitzen zu befeſtigen, welche man zu dieſem Zwecke in der Förſte angebracht hat, und nur die letzten 2 oder 3 Punkte auf obige Weiſe zu fixiren, damit man die Aufnahme weiter fortſetzen kann, wenn der Abbau oder Aushieb weiter fortgerückt iſt.

Dieſes Geſchäft des Aufſuchens und Fixirens der Punkte in der Grube beſorgen die Gehilfen des Markſcheiders allein, damit derſelbe in der Arbeit ſelbſt nicht aufgehalten wird.

In Fig. 2 iſt eine Lampe abgebildet, wie ſie hieſigen Ortes beim Arbeiten in der Grube benutzt worden iſt. Der Fuß derſelben iſt mit Blei ausgegoſſen, um ſie vor dem durch herabfallende Waſſertropfen, durch den Wetterzug u. ſ. w. leicht entſtehenden Schwingen zu ſchützen. Die Flamme iſt genau in die Verlängerung des Fadens gebracht, an welchem die Lampe aufgehängt wird. Um eine größtmöglichſte Genauigkeit zu erzielen, wird man noch eine Regel aufſtellen, nach der man jedesmal den Faden der Lampe und den des zum richtigen Aufſtellen des Inſtrumentes nothwendigen Lothes durch das in der Schraube befindliche Loch durchfädelt.

Die Aufſtellung des Theodoliten in der Grube ſcheint für den erſten Augenblick ſchwierig zu ſein, indeſſen iſt dies durchaus nicht der Fall. Man benutzt hierzu das gewöhnliche auch über Tage gebrauchte Stativ und ſtellt daſſelbe ſo auf, wie es eben die Umſtände erlauben. Gewöhnlich trifft es ſich ſo, daß, wenn Tragewerk vorhanden iſt, die 3 Stativbeine auf 2 Stege aufgeſtellt werden können; indeſſen kann man auch ein Bein auf eine Pfoſte aufſetzen, die man zuvor ſicher aufgelegt oder angenagelt hat. Um ein mögliches Ausrutſchen der Beine zu verhindern, bringt man in den Unterlagen kleine Vertiefungen dadurch hervor, daß man die Beine des Stativs einzuſchlagen ſucht.

Zur genauern Centrirung des Theodoliten muß auf der Libelle ein Punkt angegeben ſein, welcher ſich genau in der Drehungsaxe des Inſtrumentes befindet, damit man beim Herunterlothen von der Förſte ein Anhalten habe. Die Libelle des Theodoliten, deſſen man ſich hieſigen Ortes bediente, war mit einem Bügel verſehen, den man bei der Aufſtellung als in der Drehungsaxe liegend annahm.

Beim Ableſen der Winkel bediene man ſich einer einfachen Grubenlampe, wie ſie in Figur 3 abgebildet iſt. Man vermeidet bei Anwendung einer derartigen Lampe alle Unreinigkeit auf dem Hauptkreiſe, die bei Inſelt- und Wachslichtern nicht abzuwenden iſt, und kann die Beleuchtung des Verniers ſo hell machen, daß man die Winkel faſt beſſer als über Tage ablieſt.

Die Meſſung der Horizontalabſtände der einzelnen Stationspunkte erfolgt auf regelmäßigen Stolln und Strecken ohne ſtarkes Anſteigen, wie ſie beim Gangbergbau gewöhnlich vorkommen, mittelſt Meßlatten. Man lothet zu dieſem Behufe von dem in der Förſte markirten Punkten auf das Tragewerk herab und ſpannt zwiſchen je 2 Punkten eine Schnur, an der man mittelſt Meßlatten fortmißt. Um dieſe Arbeit etwas abzukürzen, kann man die Meßlatten bis zu 6 und 8 Meter nehmen und dieſelben je nach den Umſtänden erſt in der Grube aus gewöhnlichen Latten zuſammenfügen. Das Fehlende oder Uebrigbleibende mißt man mit einem genau getheilten und vielleicht 2 Meter langen Maßſtabe. Dem Rutſchen der Latten kann man dadurch vorbeugen, daß man ſie mit einem Nagelbohrer an das Tragewerk anbohrt.

Bei Tageſtrecken und flachen Schächten, überhaupt bei jeder mit einem ſtärkeren Anſteigen getriebenen Strecke iſt dieſe Arbeit ſchon aufhältlicher, weil hier das Fallen jeder einzelnen in der Richtung der Viſirlinie angelegten Meßlatte beſonders abgenommen werden muß. Die hieſigen Ortes angewendeten Meßſtäbe ſind Stäbe von Tförmigem Querſchnitt, die an ihren Enden mit eiſernen und verſtählten Schuhen verſehen ſind, die Schuhe laufen in Schneiden aus, damit man ſie auch bei verſchiedenen Neigungen genau an einander anlegen kann. Dieſe Latten haben eine Länge von 4 Meter und ſind aus 2 Theilen zuſammengeſetzt, um das Werfen derſelben ſo viel als möglich zu vermeiden.

Das Abnehmen der Fallwinkel geſchieht mittelſt des Setzniveaus, welches in Fig. 4 abgebildet iſt; es beſteht daſſelbe aus einem auf einem Lineale aa aufſitzenden Quadranten BCD und einer Libelle E, die auf einem in C drehbaren Arme befeſtigt iſt. P iſt eine Preßſchraube und M eine Mikrometerſchraube. Der Quadrant iſt in $^1/_3$ Grade getheilt, und der an dem Arme feſtſitzende Vernier V geſtattet die Fallwinkel bis auf Minuten genau abzuleſen. (S. Zeitſchrift Ingenieur, Bd. II, Seite 449.) — Von den guten Eigenſchaften dieſes Inſtrumentes will ich nur hervorheben, daß man die Fallwinkel bequem ableſen kann und ſehr genau findet. —

Handelt es ſich indeſſen nur darum, die ſöhlige Projection (Horizontalprojection) der Viſirlinien zu finden, ſo kann man ſich damit begnügen, von Station zu Station Schnüre zu ſpannen und deren Fallen mit Hilfe eines Gradbogens, den man entweder in der Mitte derſelben oder in gleichen Abſtänden von den Enden herein anhängt, zu finden. Die Längen der Schnüre mißt man ebenfalls durch Anlegen von Meßketten.

Es wird übrigens vorausgeſetzt, daß das Auffinden von Niveauverhältniſſen unter Tage als eine beſondere Arbeit anzuſehen, und nicht wie beim Compaß und Gradbogen gleichzeitig mit der Beſtimmung der Horizontalprojection vorgenommen wird. Auf Strecken, die nicht zu ſtarkes Anſteigen haben, nivellirt man wie über Tage, wobei

ein Gehilfe die Leitstange in der richtigen Höhe mit einem Lichte beleuchtet. Bei stärker ansteigenden Strecken und in Schächten bedient man sich der mehrerwähnten Meßlatten und des Setzniveaus. Hierbei wird das Messen durch Anwendung von kleinen Stativen, auf welche man die Enden der Stangen auflegen kann, sehr erleichtert, weil dadurch das für den Markscheider lästige Bücken vermieden wird und man eine sich immer gleichbleibende Auflagerung der Meßlatten erhält.

Nachdem ich nun diese allgemeinen Verhältnisse erörtert habe, gehe ich auf das Speciellere und zwar auf den Zusammenschluß von Tagetriangulation und Grubenaufnahme über, und betrachte hierbei zunächst den weiter oben unter A aufgeführten Fall, daß die Grubenbaue durch Stolln, Tagestrecken und flache Schächte zugänglich sind. Bei Stolln und Tagestrecken ist die Aufgabe leicht zu lösen und besteht einfach darin, daß man einen über Tage befindlichen Punkt mit einem in den Grubenbauen gelegenen, durch Peripherisiren verbindet. Das Verfahren hierbei ist folgendes: Man stellt sich genau über dem letzten, bereits nach Länge und Breite berechneten und wo möglich dem Schachte oder Stollnmundloche nahe gelegenen Punkte auf, orientirt den Theodolit nach einem ebenfalls bekannten im Dreiecksnetze der Tagetriangulation enthaltenen Punkt, und mißt den Winkel zwischen diesem und einem anderen Punkte, den man zu diesem Behufe so ausgewählt hat, daß man von demselben aus die Operation leicht fortsetzen kann. Bei flachen Schächten z. B. würde man diesen Punkt auf der Schachtbrüstung nehmen, bei Stolln und Tagestrecken würde man denselben, insofern es nicht schon der letzte Punkt der Tagetriangulation ist, im Schlußsteine des Gewölbes des Mundloches oder, wenn Zimmerung vorhanden ist, in der Kappe des letzten Thürstockes fixiren. Hat man diesen Winkel unter Berücksichtigung aller in den Vorbemerkungen gegebenen Regeln gemessen, so schreitet man zur Messung des nächsten und bedient sich bei der Markirung der schon vorher ausgewählten Punkte der oben angegebenen Lampe. Bei Stolln, welche bekanntlich kein bedeutendes Ansteigen haben, geht diese Arbeit aus dem Grunde schneller vor sich, weil man die Horizontalabstände der Stationspunkte unmittelbar mit langen Meßlatten messen kann. Bei Tagestrecken und flachen Schächten aber muß man die Horizontalabstände entweder mit Meßlatten und Setzniveau oder mit Schnur und Gradbogen auffinden. Hierbei ist es auch fernerweit nothwendig, das Fernrohr bei den Winkelbeobachtungen umzuschlagen, weil die anzuvisirenden Punkte größere oder kleinere Niveauabstände von einander haben.

Auf diese Weise erhält man ein System von Horizontallängen und Winkeln und bekommt nach der Berechnung derselben die Ordinaten eines in der Grube befindlichen Punktes gegen den über Tage befindlichen Meridianstein. Man hat aber ebenfalls durch Fortrechnung der beobachteten Winkel den Streichungswinkel (Azimuthalwinkel) der letzten Linie erhalten und kann, darauf fußend, die Aufnahme in der Grube nach allen Richtungen hin fortsetzen.

Handelt es sich darum, den Zusammenschluß durch Schächte zu bewirken, deren Fallen mehr als 45 Grad beträgt, so ist es nothwendig, da man die Längen der Visirlinien nicht mehr direct messen kann, ein anderes Verfahren einzuschlagen. — Da die gewöhnlichen terrestrischen Theodoliten zwar eine größere Elevation aber nicht mehr als vielleicht 45 Grad Depression gestatten, weil die Visirlinie durch den Hauptkreis des Instrumentes unterbrochen wird, so bringt man den im Bd. I, S. 17 dieser Zeitschrift von Herrn Prof. Weisbach angegebenen und beschriebenen Theodoliten mit excentrischem Fernrohr bei der Winkelbestimmung in Anwendung. Das Verfahren selbst ist nun folgendes:

Man bestimmt auf die nämliche Weise, wie schon oben angegeben ist, einen Punkt auf der Schachtbrüstung oder auf einem über die Schachtöffnung gelegten und festgenagelten Brette, welches gerade so breit sein muß, daß man mit dem excentrischen Fernrohre noch auf beiden Seiten vorbeisehen kann, stellt den Theodolit in diesem Punkte auf, und mißt, nachdem man auf einen über Tage befindlichen Punkt orientirt hat, den Winkel nach dem im Schachte mit einer Lampe markirten Punkt. Vortheilhaft ist es, wenn man mit einer einzigen Visirlinie durch den Schacht bis in die Teufe gelangen kann, in welcher die Aufnahme fortgesetzt werden soll, also z. B. bis auf einen Füllort, weil das Aufstellen im Schachte gefährlich ist und vieler Vorbereitungen bedarf; indessen bleibt, wenn der Schacht Brüche besitzt und es nicht möglich ist mit einer Visirlinie durchzukommen kein anderes Mittel übrig, als sich im Schachte selbst mit dem Instrumente aufzustellen. Da man mit einem excentrischen Instrumente arbeitet, so ist es nöthig, die mit den in den Vorbemerkungen angegebenen Vorsichtsmaßregeln gemachten Winkelbeobachtungen mit umgeschlagenem Fernrohre zu wiederholen und aus den erhaltenen Winkeln das arithmetische Mittel zu nehmen. Gleichzeitig mit den horizontalen Winkeln liest man auch die Depressionswinkel an dem Vernier des Verticalkreises ab und nimmt am Schlusse ebenfalls das arithmetische Mittel. Nachdem man auf diese Weise den Streichungswinkel der Visirlinie bestimmt hat, schreitet man zur Bestimmung der söhligen Projection derselben. Dieselbe erfolgt dadurch, daß man die Niveauabstände der horizontalen Axe des Fernrohres c (siehe Fig. 5) und der anvisirten Lampe l genau mißt und mit der Tangente des Neigungs- oder Depressionswinkels α multiplicirt. Dieses Nivellement kann man zwar, wie dies im Obigen schon gesagt worden ist, mittelst Meßlatten und Setzniveau oder auch mittelst Gradbogen

und Schnur ausführen, man wird aber in diesem Falle dem ersteren aus dem Grunde den Vorzug geben, weil man damit ein genaueres Resultat erzielen wird. In jedem Falle wird man aber gut thun, das Nivellement zu wiederholen, weil man bei der Ausführung desselben viel Schwierigkeiten zu überwinden hat.

Hat der Schacht mehrere Brüche, so verfährt man mit den übrigen auszusuchenden Punkten ebenso und gelangt endlich in die gewünschte Teufe, in welcher die Aufnahme fortgesetzt werden soll. Kommt man mit dem Nivellement mit einem Male nicht zu Stande, so muß man die beiden Punkte c und 1 auf andere feste Punkte nivellitisch übertragen, sodaß man in den Stand gesetzt ist, dasselbe erst später zu vollenden. Von den auf den Füllörtern fixirten Punkten setzt man die Aufnahme der Strecken ganz in der Weise fort, wie sie in der vorigen Abtheilung beschrieben worden ist. Der bei weitem sicherste Fall einer Uebertragung von Richtungen über Tage in Grubenbaue oder überhaupt des Anschlusses einer unterirdischen Theodolitenaufnahme, an eine Tagetriangulation, ist der unter B erwähnte:

B. Wenn 2 seigere Schächte vorhanden und durch Strecken in Communication gesetzt sind.

Dieser Fall ist durch eine ideale Zeichnung (Fig. 6) zur besseren Anschaulichkeit vor Augen geführt. L und L_1 sind die beiden durch die Strecken $a_1\ b_1\ c_2\ c_3\ b_2\ a_2$ in Verbindung gesetzten seigeren Schächte; c und c_1 die auf den Halden dieser Schächte fixirten Detailpunkte des Triangulationsnetzes. Das bei der Arbeit zu beobachtende Verfahren ist nun einfach folgendes: man hängt durch jeden der Schächte L und L_1 Lothe in die Grube, stellt sich in c und c_1 nach einander mit dem Theodoliten auf und beobachtet unter Berücksichtigung aller im Vorstehenden schon ausgesprochenen und hierauf Bezug habenden Regeln die Winkel zwischen diesen Lothen und irgend einem anderen bekannten Triangulationspunkte und zwar in unserem Falle die Winkel $b\,c\,L$ und $b\,c_1\,L_1$, weil b ein naheliegender Punkt und dadurch das Verstellen der Ocularröhre vermieden wird. Hierauf mißt man die Entfernungen $c\,L$ und $c_1\,L_1$ der Lothlinien von den Detailpunkten und transportirt die Instrumente in die Grube, wo die Auswahl und Fixirung der Punkte bereits geschehen ist. Man stellt sich nun auch hier nach einander in a_1 und a_2 auf, beobachtet die Winkel $L\,a_1\,b_1$ und $L_1\,a_2\,b_2$ und mißt dann die Abstände der Lothe von den fixirten Punkten a_1 und a_2. Hat man sich dann noch in $b_1\,b_2\,c_2$ und c_3 aufgestellt, die Längen $a_1\,b_1$, $b_1\,c_2$, $c_2\,c_3$, $c_3\,b_2$ und $b_2\,a_2$ gemessen und die Winkel bei $b_1\,b_2\,c_2$ und c_3 beobachtet, so ist die Aufgabe zur Lösung gebracht und es bleibt nur noch die Berechnung der Aufnahme übrig, die einfach auf folgende Weise geführt wird: Bei der Anfertigung der Tagetriangulation wurden auch schon die Winkel $c\,c_1\,b$ und $c_1\,c\,b$ beobachtet und es ist nun leicht die Winkel $b\,c_1\,L_1$ und $b\,c\,L$ auf die Winkel $c\,c_1\,L_1$ und $c_1\,c\,L$ zu reduciren. Wir haben dann ein Viereck $L\,L_1\,c_1\,c$, in welchem $c\,c_1$ bereits durch die Tagetriangulation gefunden worden ist, die Linie $L\,L_1$ und die Winkel $c\,L\,L_1$ und $L\,L_1\,c_1$ und ein Achteck, in welchem $L\,L_1$ und die Winkel $a_1\,L\,L_1$ $a_2\,L_1\,L$ unbekannt sind.

In dem Vierecke betrachtet man nun z. B. die Linie $c\,L$ als Abscissenare eines im Punkte L entspringenden Coordinatensystems und bezieht die übrigen Linien $c\,c_1$ und $c_1\,L_1$ mit ihren nach den beobachteten Winkeln berechneten Coordinaten auf diesen Punkt, wodurch man die hierauf bezüglichen Coordinaten des Punktes L_1 erhält. In dem Achtecke verfährt man ebenso und nimmt z. B. die Linie $L\,a_1$ als Abscissenare eines in L entspringenden rechtwinkligen Coordinatensystems an, und berechnet hiernach die nacheinander aus den gemessenen Winkeln und Längen sich ergebenden Coordinaten der Punkte a_1, b_1, c_2, c_3, b_2, a_2 u. L_1. Auf diese Weise hat man die Ordinaten des Punktes L_1 zwei Mal erhalten. Man berechnet nun aus beiden Resultaten mit Hilfe des pythagoräischen Lehrsatzes die Länge $L\,L_1$ zwei Mal und nimmt aus beiden Werthen das arithmetische Mittel. Die Winkel $a_1\,L\,L_1$ und $c\,L\,L_1$ ergeben sich ebenfalls sehr leicht aus dem trigonometrischen Satze:

$$\text{tang. } a_1\,L\,L_1 = \frac{\text{Ordinate von } L\,L_1}{\text{Abscisse von } L\,L_1} \text{ ꝛc.}$$

Die Winkel $a_2\,L_1\,L$ und $c_1\,L_1\,L$ findet man endlich dadurch, daß man die übrigen bekannten Winkel der beiden Polygone für sich addirt und von der ganzen Winkelsumme ensprechend abzieht: in unserem Falle haben wir

$$\angle\, a_2 L_1 L = (2.8-4)\,90^0 - (L_1 L a_1 + L a_1 b_1 + a_1 b_1 c_2 + b_1 c_2 c_3 + c_2 c_3 b_2 + c_3 b_2 a_2 + b_2 a_2 L_1) \text{ und}$$

$$\angle\, L L_1 c_1 = (2.4-4)\,90^0 - (L_1 L c + L c c_1 + c c_1 L_1)$$

Addirt man nun endlich diese beiden Winkelpaare $a_1\,L\,L_1$ und $L_1\,L\,c$ sowie $a_2\,L_1\,L$ und $L\,L_1\,c_1$ für sich zusammen, so hat man den Zusammenschluß der Grubenaufnahmen und der Tagetriangulation bewerkstelligt und berechnet man den Streichungswinkel der Linie $c_2\,c_3$ zunächst von $L\,a_1$ aus und dann von $L_1\,a_2$ aus und nimmt das arithmetische Mittel als wahren Streichungswinkel, so kann man sich bei übrigens genauer Beobachtung des Verfahrens eines mit der Wahrheit sehr gut übereintreffenden Resultates versichert halten.

Will man recht genau gehen und sich gegen möglicher Weise vorkommende Fehler sicher stellen, so kann man das Verfahren insofern doppelt anwenden, als man in jeden der beiden Schächte 2 Lothe hängt, dieselben in gleicher Weise anvisirt und die nöthigen Längen mißt. Man hat dann eine doppelte Auflösung und kann, wenn man bei übrigens ziemlich übereinstimmenden Resultaten wieder das

arithmetische Mittel des Streichungswinkels nimmt, in keinem Falle Gefahr laufen eine falsche Markscheiderangabe zu machen.

Der dritte und schwierigste Fall des Anschlusses tritt aber dann ein: C. Wenn die unterirdischen Baue nur durch **einen seigern** Schacht zugänglich sind und große Längenausdehnung haben, wie z. B. die dem Durchschlage (Zusammentreffen) nahegebrachten Gegenörter einer Stollnanlage.

Die Hauptschwierigkeit des Verfahrens liegt in dem Umstande, daß man, wie dies aus dem Folgenden hervorgehen wird, genöthigt ist, bedeutende Längen auf eine kurze Linie, deren Streichen man überdies noch berechnen muß, zu basiren. Indessen hat sich das Verfahren, allerdings mit einer eracten Pünktlichkeit ausgeführt, als gänzlich zuverlässig erwiesen. Als Beispiel diene hier der auf dem Adolph-Stolln bei Freiberg zwischen dem sogenannten Waldlichtloche und dem Romanus Treibeschachte mit dem Theodoliten angegebene Durchschlag: Die Entfernung beider Lichtlöcher betrug 1200 Meter, der Durchschlag erfolgte bei 300 und respective 900 Meter im Quergesteine so genau, daß die beiden Ortmittel in einander zusammenfielen. Der Zusammenschluß erfolgte hier für jedes Gegenort durch einen seigern Schacht, und die zur Uebertragung der Streichungswinkel dienende durch 2 Lothe dargestellte Linie hatte in beiden Fällen eine Länge von ungefähr 2,4 Meter.

Zur Anschaulichmachung der im Folgenden zu gebenden Beschreibung diene die in Fig. 7 enthaltene Zeichnung: a b und c sind die durch vorhergegangene Tagetriangulation bestimmten und auf das Coordinatensystem NS. OW., dessen Nullpunkt der Meridianstein bildet, durch Abscissen und Ordinaten bezogenen Dreiecks punkte. Das einfachste Verfahren beim Zusammenschluß ist nun folgendes: Man hängt 2 Lothe dergestalt in den Schacht, durch welchen der Anschluß erfolgen soll, daß dieselben den größtmöglichsten Abstand von einander erhalten, ohne jedoch die Schachtstöße im Geringsten zu berühren, und befestigt dieselben an einer genau horizontal gelegten und festgenagelten Latte, die mit Löchern versehen ist, durch welche die Lothschnuren eben nur durchgezogen werden können. Die Lothschnuren nimmt man, da man genöthigt ist, dieselben in der Nähe anzuvisiren, nicht stärker als die gewöhnliche Markscheiderschnur und beschwert sie mit einem entsprechenden Gewichte, welches nicht so leicht durch unvermeidliche Uebelstände, wie herabfallende Wassertropfen, ein geringer Wetterzug u. s. w. in Schwankungen versetzt wird. Da sich die anzuwendenden Schnüre lange Zeit drehen und durch ihre Drehung nicht allein eine größere Länge erhalten, sondern auch dadurch in Schwankung gerathen, so ist es gut dieselben schon Tags zuvor in den Schacht zu hängen, um den sogenannten Draht herauszubringen. Es wurde auch anfangs der Versuch gemacht, die Gewichte in einem mit Wasser angefüllten Gefäße gegen das schwer zu beseitigende Schwanken zu schützen, indessen dürfte dieses Verfahren nur dann anzuwenden sein, wenn sich dieselben durch kein anderes Mittel beseitigen lassen, oder wenn Gefäße zu Gebote stehen, bei welchen ihrer Größe wegen nicht zu befürchten ist, daß die Gewichte, wenn sich die Schnuren nach und nach ausdehnen, den Boden oder die Seitenwände des Gefäßes berühren.

Die Auswahl der Punkte a über Tage und a_1 in der Grube wird, soweit es die Umstände erlauben, so getroffen, daß die mit den beiden Lothen l und l_1 gebildeten Dreiecke all_1 und a_1ll_1 so viel als möglich gleichschenklig und die an den Lothpunkten befindlichen Winkel nicht übermäßig stumpf oder spitz werden.

Hat man seine Vorbereitungen so weit getroffen, so stellt man sich in dem auf Fig. 7 dargestellten Falle mit dem Instrumente genau über a auf und beobachtet die Winkel cal und $ca l_1$. Ist die Linie ac gegen die Linien al und al_1 schon so groß, daß bei der Winkelbeobachtung ein Verschieben der Ocularröhre nothwendig wird, so ist das in den Vorbemerkungen angegebene Verfahren anzuwenden. Es ist einleuchtend, daß nicht allein das Aufstellen des Instrumentes in a über Tage und in a_1 in der Grube, sondern auch die Beobachtung der Winkel und besonders die Messung der von den Punkten a und a_1 nach l und l_1 führenden Linien ganz genau geschehen muß, weil eine geringere Sorgfalt sehr empfindliche Folgen haben kann. Hat man die Winkel nach den Lothlinien gemessen, so schreitet man zur Ermittelung der Entfernungen der Lothe von dem Standpunkte und der der Lothe von einander. Obgleich es zur Lösung der gestellten Aufgabe schon ausreichend sein würde, nur 2 von den Seiten des Dreiecks ll_1a zu messen, so wird es doch gut sein, die Länge aller 3 Seiten auszumitteln und sich durch Berechnung des beobachteten Winkels von der Genauigkeit der ausgeführten Operation zu überzeugen. Das Messen dieser Linien erfolgt dadurch, daß man von den Standpunkten aus nach den Lothschnuren Schnuren spannt und parallel mit diesen mit Maßstäben und dem Setzniveau fortmißt. Hat man nur eine Linie nach den Lothen, z. B. al_1 und die Entfernung ll_1 der beiden Lothe von einander ausgemittelt, so erhält man den Winkel bei l_1 durch die Gleichung

$$\sin l_1 = \frac{al \sin \lambda}{ll_1}$$

woraus sich, wenn man zu dem bekannten Streichungswinkel (Azimuthalwinkel) von ac die Winkel cal_1 al_1l addirt, das Streichen der Linie ll_1 ergiebt.

Hat man alle 3 Seiten gemessen, so findet man den Winkel bei l_1 durch die Gleichung

Ueber das übrige Arbeiten in der Grube, d. h. die Aufnahme von Grubenbauen mittelst des Theodoliten habe ich nur noch Weniges zu sagen, da sich das Meiste hierüber bereits in dem Besprochenen und hauptsächlich in dem Abschnitte vorfindet, in welchem der Zusammenschluß der oberirdischen und unterirdischen Aufnahmen durch Stolln erörtert wird. Nur so viel will ich noch erwähnen, daß man beim Peripherisiren in der Grube gut thun wird, so oft die Räumlichkeiten es erlauben, zusammen zu schließen, um aus beiden Resultaten das Mittel nehmen und den mittleren Streichwinkel bei der Fortsetzung der Arbeit einführen zu können. Während man sich beim Compaß begnügen kann in Bezug auf die bildliche Darstellung der abgezogenen, d. h. aufgenommenen Räumlichkeiten zu notiren, ob das Ende der flachen Schnur an einer oder der anderen Begrenzungsfläche oder im Mittel des Raumes sich befinde, so ist man bei Theodolitaufnahmen, wo die Visirlinien mitunter sehr lang sind, genöthigt, in gewissen Abständen Perpendikel auf dieselben zu fällen und die Maße nach rechts und links bis an die Begrenzungsflächen der Räumlichkeit zu notiren. Im Uebrigen wiederholen sich sowohl beim Gang- als auch beim Flötzbergbau die unter den 3 Abtheilungen beschriebenen Verfahrungsarten allemal dann, wenn die Aufnahme in einer anderen Gezeugstrecke oder auf einem anderen Flötze fortgesetzt werden soll. Hierbei wird zumeist, wenigstens beim Flötzbergbau, der unter B. aufgeführte Fall eintreten, so daß der Zusammenschluß ein sehr leichter genannt werden kann. Auch dann, wenn der Zusammenschluß durch 2 flache Schächte erfolgt, stößt man auf keine Schwierigkeiten, weil man hier den Kreis schließen, und das Streichen einer Linie in einer unteren Teufe auf 2 von einander verschiedene Weisen finden und aus den erlangten Resultaten das arithmetische Mittel nehmen kann.

Um sich zu überzeugen ob man beim Peripherisiren in der Grube oder in der Berechnung der gemachten Aufnahme irgend einen Hauptfehler begangen habe oder nicht, wendet man mit großem Vortheile den vom Herrn Prof. Weisbach angegebenen und in dieser Zeitschrift, N. Folge, Band I., Seite 16, beschriebenen Magnettheodoliten an, vorausgesetzt, daß auf die Magnetnadel störend einwirkende Einflüsse nicht vorhanden sind. Die Prüfung besteht einfach darin, daß man mit diesem Instrumente die Abweichung irgend einer Visirlinie über Tage und die einer Visirlinie unter Tage (letztere natürlich am Ende der Aufnahme oder in der Nähe des abgegebenen letzten Punktes) von der Richtung des magnetischen Meridians bestimmt. Hat man nun das Streichen derselben Visirlinien über und unter Tage gegen irgend welche feste Linie (gewöhnlich gegen den wirklichen Meridian) mit dem Theodolit ausgemittelt, so müssen die Differenzen der beiden auf verschiedene Weise gefundenen Winkel mit einander übereinstimmen. Das Verfahren, welches man bei den Beobachtungen mit dem Magnettheodoliten befolgt, ist an der angezogenen Stelle beschrieben und aus diesem Grunde nicht noch einmal angeführt worden. Es ist übrigens einleuchtend, daß die Beobachtungen mit dem Magnettheodoliten zu gleicher Zeit erfolgen sollen, und daß, wenn dies nicht geschehen kann, die Beobachtungen auf gleiche Zeit reducirt werden müssen.

Diese Prüfungen können indessen auch schon hinlänglich genau mit einer großen Feldmesserbousole vorgenommen werden; doch macht in diesem Falle die Markirung des anzuvisirenden Punktes in der Grube, wenn er etwas entfernt ist, insofern Schwierigkeiten, als die Deutlichkeit des ausgehängten Lichtes durch die Ocularlöcher des Apparates bedeutend herabgezogen wird.

Hat man nun die Aufnahmen über und unter Tage mittelst des Theodoliten bewirkt und die nöthigen Berechnungen ausgeführt, so erfolgt die Angabe der betreffenden Orts- und Schachtrichtungen, d. h. die Angabe der Richtungen, in welchen Oerter oder Schächte getrieben werden sollen. Befindet sich der letzte oder Abgebepunkt der unterirdischen Aufnahme so kurz vor dem anstehenden Orte, daß man mit dem Fernrohre des Theodoliten ein Object nicht anvisiren kann, so ist es natürlich, daß man unter genauer Berücksichtigung der magnetischen Declination die nöthigste Angabe mit dem Compaß ausführt, um dieselbe, wenn Raum genug vorhanden ist, mit dem Theodoliten wiederholt vornehmen zu können. Die Angabe mit dem Theodolit erfolgt entweder direct oder indirect, d. h. entweder fixirt man die Richtung unmittelbar durch eine Marke, oder man bedient sich hierzu eines Hilfspunktes, den man aber in der ungefähren Richtung auszuwählen hat. Sind z. B. wie in Fig. 9 die beiden Strecken e f d und a b c so weit an einander gerückt, daß deren Durchschlag in der nächsten Zeit erfolgen muß, so berechnet man sich den Winkel d a b, stellt sich mit dem Instrumente in a auf, orientirt nach b und dreht das Fernrohr um den berechneten Winkel b a d in die Richtung von a d. Läßt man nun eine Lampe so einrichten, daß deren Flamme genau im Mittel des Fadenkreuzes sich befindet, so ist die Richtung, in der das Ort getrieben werden soll, angegeben, und es kann dieser neue Punkt mittelst Dübel und Schraube in der Förste der Strecke fixirt werden. Da sich dieses Verfahren nicht gut in Anwendung bringen läßt, wenn die Visirlinien a c sehr lang sind, so bedient man sich in solchen Fällen des indirekten Verfahrens: Man läßt an der Stelle, wohin man den Lehrpunkt zu haben wünscht (Fig. 9) eine Spreitze $c c_1$ schlagen und befestigt an dieser in der ungefähren Richtung eine Lampe, z. B. in c_1; hierauf mißt man den Winkel $b a c_1$ und sieht zu, ob an dem wahren, d. h. berechneten Winkel etwas fehlt oder nicht, um zu ermitteln, ob die zu berechnende

Differenz cc_1 links oder rechts von dem anvisirten Punkte zu nehmen ist.

Die Differenz cc_1 berechnet man sich gleich in der Grube und findet sie sehr leicht aus:

$$\text{Peripherie} = 2\pi r \text{ oder}$$

$$\text{Bogen auf 1 Grad} = \frac{\pi r}{180} \text{ und}$$

$$\text{Differenz } cc_1 = 0{,}0175\ r\,x$$

wo r die Länge vom Aufstellungspunkte bis zum anvirsirten Hilfspunkt und x die Winkeldifferenz in Graden ausgedrückt bezeichnet.

Da diese Differenz auf Strecken nie sehr bedeutend sein kann und daher bei der gewöhnlichen Größe der Entfernung r mehr oder weniger einer geraden Linie sich nähert, so braucht man nur Sorge zu tragen, daß die Abmessung derselben rechtwinklig auf die Visirlinie geschehe. In dem berechneten Abstande bringt man dann in der Förste einen Dübel und die bekannte Schraube an und kann zur Prüfung auch eine an dieselbe gehangene Lampe anvisiren.

Diese Methode hat vor der andern noch den Vortheil, daß man das auszuhängende Signum unter dem mittleren Richtungswinkel angiebt, was bei der ersteren Methode nur dann erreicht wird, wenn man nach der jedesmaligen Stellung auf den wahren Winkel das Object nach dem Fadenkreuze verschieben und aus den entstehenden Seitenabweichungen das Mittel nehmen läßt.

Auch in dem Falle, wie ihn Fig. 10 vor Augen führt, wo ein vorspringendes Gesteinsstück die Aussicht in der zu fixirenden Richtungslinie a d verhindert, kann man auf diese Weise ohne alle Aufhältlichkeit 2 in dieser Richtung liegende Punkte c und c_1 auf den Lehrspreitzen $c_2 c$ und $c_1 c_3$ fixiren.

Eine Markscheideraufnahme, welche auf Messungen mit dem Theodolit fundirt ist, wird unter allen Umständen ihren Werth beibehalten, und es kann, selbst wenn viele Jahre inzwischen hingegangen sind, die Fortsetzung der Aufnahme ohne Bedenken mit jedem beliebigen anderen Theodoliten vorgenommen werden.

Den Kostenpunkt anlangend ist noch zu erwähnen, daß die Kosten für das sich wiederholende Abziehen einer und derselben Strecke mittelst Compaß und Grabbogen, schließlich bedeutender werden, als wenn man eine für alle Zeiten giltige Aufnahme mit dem Theodoliten macht.

Dimensionsverhältnisse der Kurbelstangen.

Von

M. Armengaud aîné.

(Hierzu Taf. 15.)

Die Kurbelstangen, welche dazu dienen, eine hin- und hergehende Bewegung in eine kreisförmige umzusetzen, werden entweder aus Schmiedeeisen oder aus Gußeisen hergestellt; die ersteren finden gewöhnlich ihre Anwendung bei Dampfmaschinen ohne Balanciers, bei Locomotiven und Schiffsdampfmaschinen, während die letzteren bei Balanciermaschinen und zwar bei Watt'schen Niederdruckmaschinen und bei Wolff'schen Maschinen, die mit mittlerer Dampfspannung arbeiten, angewendet werden.

Die Einwirkungen, denen eine Kurbelstange widerstehen muß, sind abhängig von der Leistung der Maschinen und bestimmen sich durch die Größe des auf die Kolbenfläche ausgeübten Dampfdruckes; diese Einwirkungen sind zweierlei Art; bewegt sich der Kolben nach der einen Richtung, so wirkt er ziehend auf die Kurbelstange, nimmt also deren absolute Festigkeit in Anspruch; bewegt sich der Kolben nach der entgegengesetzten Richtung, so wirkt er schiebend auf die Kurbelstange, wodurch deren rückwirkende Festigkeit ins Spiel kommt.

Der Theil der Kurbelstange, der besonders die Einwirkung der zu übertragenden Kraft zu tragen hat, liegt zwischen den beiden Köpfen, mittelst deren sie auf der einen Seite mit dem Kolben, auf der andern Seite mit der Krummzapfenwarze verbunden ist, und muß an seinen Enden einen der zu übertragenden Kraft entsprechenden Querschnitt erhalten, hingegen in seinem mittleren Theile verstärkt sein, um Biegungen und Vibrationen der Kurbelstange zu verhindern.

Wir werden zuvörderst die Dimensionen der bei Dampfmaschinen gebräuchlichen schmiedeeisernen Kurbelstangen bestimmen und dann die Dimensionsverhältnisse der gußeisernen in Betracht ziehen, indem wir hierbei soviel als möglich die Dimensionen schon ausgeführter und bewährter Kurbelstangen zum Anhalten nehmen.

I. Schmiedeeiserne Kurbelstangen.

Fig. 1, Taf. 15 zeigt eine schmiedeeiserne Kurbelstange, die bei einer horizontalen Dampfmaschine von 25 Pferdekraft in Anwendung ist, bei welcher der auf den Kolben ausgeübte Druck ungefähr 6000 Kilogramm beträgt. Das eine Ende der Kurbelstange bildet eine Art Gabel mit zwei Schenkeln, von denen der eine durchschnitten erscheint und zwischen welche der obere Theil (die Traverse) der Kolbenstange angeschlossen wird; das andere Ende der Kurbelstange umschließt die Krummzapfenwarze.

Fig. 2 zeigt den Verticaldurchschnitt dieses letzteren Theiles nach der Linie 1—2, während Fig. 3 den Horizontaldurchschnitt desselben nach der Linie 3—4 angiebt. Fig. 4 und 5 sind zwei Querdurchschnitte; der eine nach der Linie 5—6, der andere nach der Linie 7—8. Alle Figuren sind in $^1/_{10}$ der natürlichen Größe dargestellt.

Die Kurbelstange sowie ihre beiden Köpfe sind aus einem Stücke geschmiedet; der mittlere Theil derselben hat durch seine ganze Länge einen kreisförmigen Querschnitt, während die Theile beider Enden einen quadratischen oder rectangulären Querschnitt erhalten.

Die beiden Gabelenden, mittelst welchen die Kurbelstange mit dem obern Theile der Kolbenstange verbunden wird, sind mit zwei Paaren bronzenen Lagerfuttern C versehen, die jedes mit einem durch Klammer und Splint (Clavette) an der Gabel befestigten eisernen Bügel umschlossen sind. Durch diese Bügel und die Gabelenden gehen die Schraubenclavette c und die beiden Gegenclavetten c′ hindurch; mit Hilfe derselben kann man die beiden Paare Lagerfutter einander nähern oder von einander entfernen, ohne daß sich der im Lager befindliche Bolzen oder Zapfen aus der richtigen Lage entfernt; dies erreicht man dadurch, daß man auf der einen Seite, links, in der durch die Kurbelstange gehenden Oeffnung etwas Spielraum läßt, und ebenso auf der andern Seite, rechts, des durch den Bügel gehenden Theils der Oeffnung; wenn man daher die Schraubenmutter e dreht, um die Clavette c anzuziehen, bewegt sich der Bügel B von rechts nach links und der Kopf der Kurbelstange nimmt die entgegengesetzte Bewegung an; die beiden Lagerfutter nähern sich dadurch einander gleichzeitig und die Zapfen bleiben unverändert in ihrer anfänglichen Lage. Die beiden entgegengesetzten und mit den Gegenclavetten in Berührung befindlichen Flächen sind gegen die Verticallinien gleich geneigt und bilden unter sich einen Winkel, der 15° nicht überschreiten darf.

Der zweite Kopf der Kurbelstange, mittelst welchen dieselbe mit der Krummzapfenwarze verbunden wird, besitzt ebenfalls ein Paar Lagerfutter C′, die von dem Bügel B′ umschlossen werden und durch die Schraubenclavette c und die Gegenclavette c′ ihre Stellung erhalten. Die Stellung der Lagerfutter wird auf dieselbe Weise, wie oben, bewirkt, obgleich hier nur eine Gegenclavette in Anwendung ist. Die Fläche der Schraubenclavette c, welche mit der Gegenclavette in Berührung steht, ist gegen die Verticale geneigt, während ihre entgegengesetzte Fläche vertical steht (Fig. 2). Dasjenige Ende der Clavette, das in eine Schraube ausläuft, wird von einem kleinen kupfernen Gefäße b umschlossen, welches der Schraubenmutter e als Unterlage dient.

Ueberdies ist es zweckmäßig, die mit einem Deckel verschlossene Schmierbüchse g anzubringen und mittelst eines in derselben befindlichen Dochtes das Oel auf den Zapfenumfang zu leiten. Bei horizontalen Maschinen befindet sich diese Büchse auf dem oberen Theile des Bügels (Fig. 2), während sie bei vertikalen Maschinen auf dem halbkreisförmigen Theile des Bügels angebracht ist.

Dimensionen der verschiedenen Theile der Kurbelstange.

Bei Bestimmung dieser Dimensionsverhältnisse hat man ins Auge zu fassen:

1) Den Querschnitt an den Enden der eigentlichen Kurbelstange, welcher von dem auf den Kolben ausgeübten Druck abhängig ist, und den Querschnitt des mittleren Theiles der Kurbelstange, der, um Biegungen zu vermeiden, größer als der erstere sein muß.

2) Die Dimensionen jedes der Gabelarme, mittelst welcher die Kurbelstange mit der Kolbenstange verbunden ist.

3) Die Dimensionen desjenigen Theiles der Kurbelstange, welcher die Verbindung mit der Krummzapfenwarze herstellt.

Was zunächst die Querschnitte an den Enden der eigentlichen Kurbelstange betrifft, so haben Mehrere dieselbe vom Querschnitte der Dampfcylinder abhängig gemacht, indem sie eine Watt'sche Niederdruckmaschine voraussetzten. So nimmt man z. B. für eine Niederdruckmaschine ohne Expansion den Querschnitt der eisernen Kolbenstange gleich $^1/_{10}$ des Kolbenquerschnittes und giebt den Enden der Kurbelstange denselben Querschnitt, wie der Kolbenstange. Die von uns angenommene Regel ist allgemeiner und läßt sich anwenden für Hoch-, Mittel- und Niederdruckmaschinen; man zieht nämlich aus dem auf den Kolben ausgeübten, in Kilogrammen gegebenen Druck die Quadratwurzel und fügt zu dem Resultate 5 Millimeter. Diese Regel läßt sich durch die Formel:

$$1) \quad d' = \sqrt{P} + 5 \text{ Millimeter}$$

ausdrücken, in welcher d′ den Durchmesser der Enden der eigentlichen Kurbelstange (Fig. 1) und P den Druck auf den Kolben in Kilogrammen bezeichnet.

Die 5 Millimeter sind beigefügt worden, um den Querschnitt kleiner Kurbelstangen, die höchstens 80 bis 90 Kil. Belastung pr. Quadratcentimeter vertragen, zu vergrößern. Nach vorstehender Formel ist z. B. der Durchmesser einer

schmiedeeisernen Kurbelstange, die einer Maschine angehören soll, bei welcher der Druck auf den Kolben 4225 Kil. beträgt:

$$d' = \sqrt{4225} + 5 = 70 \text{ Millimeter.}$$

Vorstehende Regel findet natürlich auch Anwendung, wenn der Querschnitt der Kurbelstange nicht kreisförmig, sondern rectangulär oder quadratisch ist.

Querschnitt in der Mitte der Kurbelstange. Der Durchmesser im Mittel der Kurbelstange ist abhängig vom Verhältnisse ihrer Länge zu ihrem Durchmesser an den Enden, wie dies bei allen Körpern der Fall ist, die dem Zerknicken widerstehen sollen. Wir haben unter Berücksichtigung des Vorstehenden eine sehr einfache Formel für Bestimmung der mittleren Durchmesser der Kurbelstangen aufgestellt, von der wir glauben, daß sie in der Praxis allgemein anwendbar ist. Nennt man das Verhältniß zwischen der Länge des abgedrehten Theiles der Kurbelstange und dem Durchmesser der Enden derselben r, sowie den zu bestimmenden Durchmesser des mittleren Theiles der Kurbelstange D, so läßt sich setzen:

$$2) \quad D = d' \sqrt{\frac{30 + r}{30}}$$

Beträgt z. B. die Länge des abzudrehenden Theiles einer herzustellenden Kurbelstange 1,700 Meter und der auf den Kolben ausgeübte Druck 6400 Kil., so ergiebt sich zuvörderst nach Formel 1) $d' = 85$ Millimeter und da hiernach

$\frac{1,700}{0,085} = 20$ ist, der mittlere Durchmesser

$$D = d' \sqrt{\frac{30 + 20}{30}} = 109 \text{ Millimeter.}$$

Statt der Rechnung kann man sich auch der graphischen Tabelle (Taf. 15, Fig. 10) bedienen. Die Zahlen an der Verticalen AC des Diagramms geben die Durchmesser d' an den Enden der eigentlichen Kurbelstange in Centimetern, während die Zahlen an der Horizontalen CF, den verschiedenen Werthen von r entsprechend, die den geneigten Linien A5, A10, A15 u. s. w. beigeschrieben sind, den Durchmesser der Kurbelstange in der Mitte bezeichnen. Die der Horizontalen CF beigeschriebenen Zahlen drücken gleichzeitig den Druck auf den Kolben in metrischen Tonnen (à 1000 Kil.) aus, welchen die nach Formel 1) construirte parabolische Curve AoE entspricht.

Es seien z. B. mit Hilfe des Diagramms die Durchmesser einer Kurbelstange zu bestimmen, deren abgedrehter Theil eine Länge von 2,10^m Länge hat und auf welcher in ihrer Längenrichtung ein Druck von 10,000 Kilogr. = 10 Tonnen ausgeübt wird.

Man gehe von dem Punkte der horizontalen Linie CF, bei welchem die Zahl 10 steht, vertical aufwärts bis zum Durchschnitt o mit der parabolischen Curve AoE und von hier horizontal nach rechts bis an die Verticale AC. Der Durchschnittspunkt liegt bei 10,5 und dies ist der Durchmesser an den Enden der Kurbelstange. Da der Werth

$$r = \frac{2,10}{0,105} = 20$$

folgt, so sieht man nach, wo die durch den Punkt o der parabolischen Curve gehende Horizontale noch die geneigte Linie A20 schneidet, und geht von dem erhaltenen Schnittpunkte vertical wieder herab bis an die Horizontale CF, die man im vorliegenden Falle bei 13,5 trifft, welche Zahl endlich den Durchmesser der Kurbelstange in der Mitte in Centimetern angiebt.

Kennt man die Durchmesser der Kurbelstange an den Enden und in der Mitte, so läßt sich die Ausbauchung derselben leicht in Form einer Parabel herstellen, wie dies meist bei solchen Körpern geschieht, die in Richtung ihrer Länge einen Druck auszuhalten haben. In vielen Fällen läßt man aber auch die eigentliche Kurbelstange einfach aus zwei abgestumpften Kegeln bestehen, die in der Mitte mit ihren Grundflächen an einander stoßen.

Was das Ende oder den Kopf der Kurbelstange betrifft, mit welchem dieselbe mittelst der Traverse mit der Kolbenstange verbunden ist, so besteht dieser, wie erwähnt, aus zwei Armen, in deren Lagern sich die Zapfen der Traverse befinden. Die Querschnitte dieser Zapfen sollen gleich der Hälfte des Querschnittes der Krummzapfenwarze sein, doch stellt man sie gewöhnlich, je nach der Form und Länge der Traverse, die immer aus Schmiedeeisen besteht, etwas größer her.

Die Construction und Form der Köpfe der Kurbelstange ist, je nach der Art der Maschine, der sie angehören soll, sehr verschieden. Die von uns auf Taf. 15 abgebildete Form findet meist bei horizontalen Maschinen Anwendung.

Die Construction der Lager in beiden Köpfen der Kurbelstange ist gewöhnlich gleich und ihre Dimensionen sind abhängig auf der einen Seite vom Durchmesser der Krummzapfenwarze, auf der anderen Seite von dem der Zapfen der Traverse. Nehmen wir im Folgenden diese Durchmesser als bekannt an (S. 57), so lassen sich die für die Dimensionen der Lagertheile im Folgenden aufgestellten Formeln für beide Köpfe der Kurbelstange in Anwendung bringen.

Die Stärke e der Lagerfutter (Fig. 2 und 3), in der Richtung der Länge der Kurbelstange gemessen, soll so groß sein, daß die Futter beim Anziehen des Bügels ihre kreisrunde Gestalt nicht aufgeben; wir nehmen diesen Werth von e bei kleinen Maschinen $\frac{1}{5}$, bei großen hingegen $\frac{1}{6}$ des Durchmessers der Krumzapfenwarze an und erhalten also:

$$e = 0,2\,d,$$

oder wenigstens

$$e = 0,15\,d \qquad [3.]$$

Diese Stärke der Futter nimmt nach dem Punkte zu ab, wo beide Hälften zusammenstoßen, weil die Abnutzung

[illegible] in der Richtung der Länge der Kurbelſtange viel [illegible] iſt. Man kann die Stärke e′ der Futter an den Seiten, wo ſich beide Hälften berühren, gleich $^1/_{20}$ des Zapfendurchmeſſers annehmen und erhält daher

$$e' = 0{,}05\,d + 1 \text{ Millimeter},$$

wobei durch Hinzufügung von 1 Millimeter zugleich auf kleine Dimenſionen Rückſicht genommen worden iſt.

Manche machen die Futter ringsum von gleicher Stärke (Fig. 6 und 7), weil ſie ſich unter dieſen Verhältniſſen leichter herſtellen laſſen; doch wird dadurch die Größe des Kopfes der Kurbelſtange unnöthigerweiſe vermehrt.

Die Länge l der Futterſtücke (Fig. 4) iſt gleich der Länge des aufzunehmenden Zapfens oder der Warze, d. h. um ein Viertel des Durchmeſſers größer als letzterer, um die der Abnutzung ausgeſetzte Fläche zu vergrößern; man hat demnach:

$$l = 1{,}25\,.\,d \qquad [4.]$$

Damit die Futterſtücke feſt liegen, verſieht man ſie an beiden Enden mit vorſpringenden Rändern, deren Uebergreifen s ungefähr den zehnten Theil des Durchmeſſers der Warze oder des Zapfens beträgt, d. h.

$$s = 0{,}1\,d + 3 \text{ Millimeter} \qquad [5.]$$

Die Breite B des eiſernen Bügels, welcher das Lagerfutter umſchließt (Fig. 2 und 4) iſt gleich der Länge l der Futterſtücke weniger der doppelten Stärke s herzuſtellen, wobei man genau genug $s = {}^1/_{10}\,d$ annimmt. Man hat daher (Fig. 4):

$$B = l - 2s = 1{,}25\,d - 2\,(0{,}1\,.\,d) \quad \text{oder}$$
$$B = 1{,}05\,d \qquad [6.]$$

Die größte Stärke E des Bügels am äußerſten Ende der Kurbelſtange ſetzen wir (Fig. 2):

$$E = 0{,}3\,.\,d + 2 \text{ Millimeter} \qquad [7.]$$

und die Stärke E′ der über den Futterſtücken befindlichen, einander gegenüber liegenden beiden Arme des Bügels macht man um ungefähr $^1/_{10}$ ſchwächer (Fig. 2) und hat demnach:

$$E' = 0{,}2\,.\,d + 2 \text{ Millimeter} \qquad [8.]$$

Die Stärke E″ desjenigen Theiles endlich, welcher zur Aufnahme der Clavetten durchlocht iſt, wird berechnet nach der Formel:

$$E'' = \frac{d + 0{,}1}{4}\,. \qquad [9.]$$

Die mittlere Breite b der Clavette multiplicirt mit ihrer Stärke c (Fig. 2 und 3) muß einen Querſchnitt ergeben, der der Einwirkung des Druckes hinreichend widerſteht; wir geben für deren Dimenſionen die Formeln:

$$b = 0{,}35\,.\,d + 5 \qquad [10.] \quad \text{und}$$
$$c = 0{,}25\,.\,d\,. \qquad [11.]$$

Daſſelbe gilt für die Contre- oder Gegenclavette.

Was die Größe der Neigung der ſich berührenden Flächen der Clavetten gegen ein auf die Axe der Kurbelſtange gefälltes Perpendikel betrifft, ſo ſoll dieſelbe ungefähr 5—6° betragen.

Die Dimenſionen, welche man den Enden oder den Köpfen der Kurbelſtange, giebt, ſind natürlich von denen der Lagerfutter und des Bügels abhängig. Der Querſchnitt derſelben iſt quadratiſch oder rectangulär und ſtets größer als der des Endes der eigentlichen Stange.

Die Länge G zwiſchen der einen Fläche der zur Aufnahme der Clavetten hergeſtellten Durchlochung und dem Rücken des Lagerfutters oder beſſer, zwiſchen dem Ende der Kurbelſtange und der verticalen Fläche der Schraubenclavette (Fig. 2 und 3), ſoll wenigſtens gleich der Hälfte des Warzendurchmeſſers ſein, wir ſetzen:

$$G = 0{,}5\,.\,d + 5 \text{ Millimeter}. \qquad [12.]$$

Dieſelbe Formel gilt für die Länge G′ der Bügelarme von der Gegenclavette bis an das Ende gemeſſen.

Die Länge der Durchlochung in der Richtung der Länge der Kurbelſtange ſoll der doppelten Breite b der Clavette, vermehrt um den zur Bewegung der Lagerfutter nöthigen Spielraum, gleich ſein; dieſer Spielraum beträgt 5 bis 15 Millimeter.

Beiſpiel. Für eine Krummzapfenwarze, deren Durchmeſſer 100 Millimeter beträgt, ergeben ſich nach den obigen Formeln:

e	= 20 Millim.	E	= 32 Millim.
e′	= 6 „	E′	= 22 „
l	= 125 „	E″	= 27,5 „
s	= 13 „	b	= 40 „
B	= 105 „	c	= 25 „

und endlich noch G = 55 Millimeter.

Mit Hilfe der graphiſchen Tabelle (Fig. 10) laſſen ſich leicht und ohne alle Rechnung die verſchiedenen Dimenſionen beſtimmen. Auf der verticalen Linie FH geben die Zahlen die verſchiedenen Durchmeſſer der Krummzapfenwarze in Centimetern und die geneigten Linien Fe′, Fs, FE′ u. ſ. w. repräſentiren die zugehörigen Werthe von e′, s, E′, B″, B, u. ſ. w. Die Linien, welche die Werthe von e und c repräſentiren, fallen mit denen von E′ und G′ zuſammen. Sollen nach dieſer Tabelle die eben berechneten Werthe für d = 10 Centimeter = 100 Millimeter beſtimmt werden, ſo geht man von dem Theilpunkt 10 in der Linie FH horizontal nach rechts und von den Durchſchnitten mit den betreffenden Linien vertical aufwärts bis an die Linie AH, an deren Theilung dann die geſuchten Dimenſionen in Centimetern abzuleſen ſind. Für den praktiſchen Gebrauch iſt es natürlich zweckmäßig, die Tabelle in größerem Maßſtabe herzuſtellen.

II. Gußeiſerne Kurbelſtangen.

Die gußeiſernen Kurbelſtangen ſind beſonders bei Dampfmaſchinen mit Balancier in Anwendung und überall

da anwendbar, wo die Kurbelſtange eine mehr verticale Stellung einnimmt. Beſonders bei den Maſchinen mit zwei Cylindern, den Woolf'ſchen Maſchinen, die bis jetzt beinahe alle mit Balancier verſehen ſind, finden die gußeiſernen Kurbelſtangen ſtets ihre Anwendung.

Fig. 11 ſtellt in $^1/_{18}$ der natürlichen Größe eine gußeiſerne Kurbelſtange vor, die wir bei den folgenden Betrachtungen zu Grunde gelegt haben, und die an einer von Moulfarine für die Pariſer Münze conſtruirten Maſchine mit zwei Cylindern in Anwendung iſt.

Dieſe Kurbelſtange iſt von dem untern Theile an, mittelſt welchem ſie an die Krummzapfenwarze angeſchloſſen iſt, bis an den oberen Theil, durch welchen ſie mit dem Ende des Balanciers in Verbindung ſteht, aus einem Stücke gegoſſen.

Fig. 12 und 13. zeigen in $^1/_{10}$ der natürlichen Größe die Vorderanſicht und im Durchſchnitt nach der Linie 1—2 (Fig. 12) den untern Theil mit ſeinen Lagerfuttern und der Clavette.

Fig. 14 zeigt den in der Höhe der Linien 3—4 ausgeführten Durchſchnitt.

Der Kopf A des untern Endes der Kurbelſtange (wenn man ſich die Kurbelſtange in ihrer verticalen Stellung denkt) iſt ringsum geſchloſſen und nimmt in ſeinem Innern die beiden bronzenen Lagerfutterhälften a und a′ auf, die ſorgfältig eingepaßt ſind. Das eine dieſer Futter a iſt mittelſt eines Vorſprunges m (Fig. 13) im Innern des Kopfes eingelaſſen, um eine Bewegung in der Richtung der Zapfenare zu verhindern, während die äußere Begrenzung deſſelben, die die Hälfte eines Achtecks bildet, eine Drehung verhindert. Die zweite Futterhälfte a′ iſt an ihrem oberſten Theile eben hergeſtellt und mit einer Stahlplatte b überdeckt, in welcher zur Aufnahme der Clavette c in der Richtung ihrer Länge eine Nuth angebracht iſt.

Die beiden Flächen der Clavette convergiren nur wenig, weshalb dieſelbe ſehr lang hergeſtellt wird, um die Abnutzung der Futter zu compenſiren. Die untere, auf der Stahlplatte b liegende, Fläche der Clavette iſt horizontal und die geringe Neigung der obern Fläche beugt einem Zurückgehen der Clavette vor.

Viele Conſtructeurs ſpalten das ſchwächere Ende der Clavette und treiben einen Keil ein (Fig. 14) um das Zurückgehen zu verhindern; beſſer iſt es aber jedenfalls, eine Schraube mit Schraubenmutter anzubringen, wie es oben bei Betrachtung der ſchmiedeeiſernen Kurbelſtangen erwähnt wurde.

Die Form des Kopfes der Kurbelſtange iſt, von vorn geſehen, elliptiſch (die kleine Are liegt in der Abbildung vertical); das Ganze bildet eine Art Ellipſoid, welches an der vorderen und hinteren Seite durch ebene Flächen begränzt iſt. Der Theil, in welchem ſich die Clavette befindet, iſt etwas breiter hergeſtellt, damit er, wegen der Durchlochung, den gehörigen Widerſtand leiſtet (Fig. 12); er ſteht mit dem Theile A′ in Verbindung, welcher die Verlängerung der eigentlichen Kurbelſtange bildet. Dieſe Verlängerung iſt cylindriſch, wird aber ebenfalls an der vorderen und hinteren Seite durch ebene Flächen begrenzt (Fig. 14), um dem Krummzapfen bei ſeiner rotirenden Bewegung den nöthigen Raum zu bieten. Der Rand f muß daher hoch genug über dem Auge des Krummzapfens angebracht ſein, wenn letzterer vertical ſteht und ſeine tiefſte Stellung einnimmt.

Die eigentliche Kurbelſtange beſteht zwiſchen den beiden Rändern ff′ aus vier ſtarken Rippen, die ſo vereinigt ſind, daß ſie in ihrem Horizontalquerſchnitt eine Art Kreuz bilden, wie es Fig. 15 zeigt. Um Vibrationen zu vermeiden, verſtärkt man die Kurbelſtange nach der Mitte zu, indem man den Rippen eine paraboliſche Form giebt.

Der oberſte Theil der Kurbelſtange beſteht aus zwei Armen E, welche, wie aus Fig. 16 und 17 erſichtlich iſt, eine Gabel bilden. Beide Arme werden an ihren oberſten Enden von eiſernen Bügeln FF umſchloſſen, durch welche die bronzenen Lagerfutter e, die die Bolzen des Balanciers zwiſchen ſich aufnehmen, feſtgehalten werden. Jeder der Bügel wird durch die Clavette c^1, die ſich zwiſchen den beiden Gegenclavetten c^2 bewegt, an ſeinem Platze erhalten.

Dimenſionen der verſchiedenen Theile der gußeiſernen Kurbelſtangen.

Der Querſchnitt einer Kurbelſtange iſt abhängig von der auf den Dampfkolben ausgeübten Preſſung, wenn beide Arme des Balanciers, wie dies gewöhnlich der Fall iſt, von gleicher Länge ſind; im entgegengeſetzten Falle multiplicirt man dieſe Preſſung mit dem Verhältniß beider Armlängen und erhält dadurch die auf die Kurbelſtange ausgeübte Kraft. Gewöhnlich rechnet man auf den Querſchnitt an den Enden der Kurbelſtange 30 bis 35 Kilogramm Belaſtung pr. Quadratcentimeter, hingegen auf den Querſchnitt in der Mitte der Stange nur 20—25 Kilogr., um mögliche Biegungen zu verhindern.

Es wurde ſchon erwähnt, daß man den Querſchnitt der Kurbelſtange an den Rändern f und f′ kreisförmig macht; rechnet man hier als Maximalbelaſtung 35 Kilogr. pr. Quadratcentimeter, ſo beſtimmt ſich der Durchmeſſer D an dieſen Stellen, wenn man gleichzeitig auf die Abplattungen des Theiles A′ (Fig. 11) Rückſicht nimmt, durch die Formel:

$$D = \sqrt{\frac{P}{23{,}6}} \text{ Centimeter,}$$

in welcher P den Druck auf den Dampfkolben in Kilogrammen bezeichnet.

Iſt z. B. bei einer Dampfmaſchine der Durchmeſſer des Kolbens 0,82 Meter und der Druck des Dampfs pr. Quadratcentimeter 2 Kilogramm (den Gegendruck ſchon abgerechnet), ſo findet ſich der ganze auf die Kolbenfläche ausgeübte Druck:

$$P = \frac{3{,}1416 \,.\, 0{,}82^2}{4} \,.\, 2 = 10{,}562 \text{ Kilogr.}$$

und daher:

$$D = \sqrt{\frac{P}{23{,}6}} = 21{,}1 \text{ Centimeter.}$$

Nimmt man auf die in Fig. 15 dargestellte Form des Querschnitts der Kurbelstange Rücksicht, so ergiebt sich für den Durchmesser derselben in der Mitte ihrer Länge oder für die Seite des umschriebenen Quadrates:

$$D' = \sqrt{\frac{P}{10}}$$

Wir haben hierbei angenommen, daß die Stärke einer Rippe in der Richtung der Seite des umschriebenen Quadrates gemessen, ungefähr 0,15 dieser Seite beträgt. In diesem Falle ist die auf das Quadratcentimeter des Querschnittes der Kurbelstange in der Mitte kommende Belastung etwa 20 Kilogramm. Was die Dimensionen des untern Endes oder Kopfes der Kurbelstange betrifft, so bestimmen wir auch hier, wie bei den schmiedeeisernen Kurbelstangen, die einzelnen Theile in ihrem Verhältnisse zum Durchmesser der Krummzapfenwarze, der hier als bekannt vorausgesetzt wird und sich nach den auf Seite 57 angegebenen Regeln berechnen läßt.

Es lassen sich nun für die Dimensionen der verschiedenen Theile des untern Endes der Kurbelstange folgende Formeln aufstellen:

Es sei O die Weite der im Kopfe zur Aufnahme der Lagerfutter angebrachten Oeffnung (Fig. 12) so machen wir

$$O = 1{,}25 \,.\, d + 7 \,.\, \text{Millimeter.}$$

Diese Weite ist natürlich auch gleich der äußeren Breite der Lagerfutter.

Die Höhe m oder die Entfernung von der Mitte der Warze bis an den obern Rand der Oeffnung (Fig. 12) ist:

$$m = 0{,}9 \,.\, d + 4.$$

Die Höhe m′ (Fig. 12) oder die Entfernung von der Mitte der Warze bis an den untern Rand der Oeffnung sei:

$$m' = 0{,}7 \,.\, d + 2.$$

Diese Werthe geben für die Stärke der Lagerfutter in der Richtung der Kurbelstangenaxe gemessen:

$$H = 0{,}2 \,.\, d + 2$$

und dasselbe für die Stahlplatte b.

Die Gesammtstärke L des Kopfes (Fig. 13) ist gleich der Länge der Warze oder der Lagerfutter. Für diese Länge haben wir früher schon angenommen:

$$L = 1{,}25 \,.\, d.$$

Die Dimensionen des Kopfes lassen sich folgendermaßen bestimmen (Fig. 11 und 12):

Große Are der Ellipse $X = 2{,}70 \,.\, d + 4$ Millimeter
Kleine Are derselben $x = 2{,}25 \,.\, d + 7$ " "

Die mittlere Höhe c der Clavette ist zu setzen:

$$c = 0{,}35 \,.\, d + 5,$$

und ihre Stärke:

$$= 0{,}25 \,.\, d.$$

Da dieselbe auf einen großen Theil ihrer Länge unterstützt ist, so ist es unnütz diese Verhältnisse zu überschreiten.

Dimensionen der Gabel oder des oberen Kopfes der Kurbelstange.

Das obere Ende ist gewöhnlich an das eine Ende des Balanciers angeschlossen. Die Verbindung beider wird durch zwei Bolzen oder Zapfen bewirkt, welche von den bronzenen Lagern e umschlossen sind (Fig. 16 und 17); der Durchmesser d′ dieser Bolzen läßt sich nach der Formel

$$d' = 0{,}8 \,.\, d$$

bestimmen, weil jeder derselben nur halb so stark, als die Krummzapfenwarze, belastet ist. Ihre Länge macht man gewöhnlich ihrem Durchmesser gleich oder nur wenig größer, weil bei ihnen die Abnutzung geringer, als bei der Warze, ist. Ueberdies ist es nothwendig, das Volumen des Kopfes möglichst herabzuziehen, weil es an und für sich schon bedeutend genug ausfällt.

Was endlich die Dimensionen der Lagerfutter und der Bügel betrifft, so läßt sich für die Breite der Gabelarme setzen:

$$L' = d'$$

Die Dimensionen der Bügel und der Clavetten, welche die Ersteren mit den Gabelarmen verbinden, sind ganz dieselben, wie sie oben bei den schmiedeeisernen Kurbelstangen angegeben worden sind.

Der Querschnitt der Gabel nach der Linie 1—2 (Fig. 16) muß so groß sein, daß die Gabel gehörigen Widerstand leistet; man macht ihn daher wenigstens gleich dem Querschnitte durch den cylindrischen Theil der Kurbelstange. Die innere Weite zwischen beiden Gabelarmen ist natürlich abhängig von der Stärke des Balanciers an dem Ende, an welches die Kurbelstange angeschlossen ist.

(Armengaud, Publication industrielle t. VIII.)

Die ſchmiedeeiſerne Brücke über die Flöha bei Olbernhau.

Von

M. M. von Weber,

Ingenieur und Königl. Sächſ. Eiſenbahn-Director.

(Hierzu Tafel 16 und 17.)

Bis zu Ende des Jahres 1852 wurde die frequente Chauſſee, welche bei der Stadt Olbernhau im ſächſiſchen Erzgebirge den kleinen reißenden Fluß, die Flöha, überſchreitet, mittelſt einer Holzbrücke einfachſter Conſtruction über denſelben geführt. Dieſe Holzbrücke beſtand buchſtäblich nur aus Balken von ungewöhnlich ſtarker Dimenſion, die am Ufer und in der Mitte des Fluſſes auf Pfeilern aufgelegt waren, deren Stellung gegen den Strom ſowohl, als die zwiſchen ihnen freibleibende Flußöffnung viel zu wünſchen übrig ließ. Der kleine Fluthraum dieſer Brücke war bei den ſehr reißenden Hochfluthen der Flöha Veranlaſſung zu ungebührlichen Aufſtauungen des Waſſers geweſen, die ungehörige Richtung der Pfeiler im Strom aber hatte nicht ſelten die Bildung von Eisſchützen herbeigeführt, welche mehr als einmal der Brücke Gefahr gedroht hatten. Auf dieſe Uebelſtände wurde von Seite des königl. Straßenbaucommiſſars, Herrn Borrmann, die Aufmerkſamkeit des königl. Finanzminiſteriums ungefähr zu derſelben Zeit hingelenkt, wo die theilweiſe Erneuerung der großen Balken, aus denen die Brücke beſtand, ſich nöthig zeigte und es wurde darauf hingewieſen, wie Hölzer ſo ungewöhnlicher Dimenſion alljährlich ſchwerer aufzutreiben, die Reparaturen der Brücke daher immer koſtſpieliger würden und außer allem Verhältniſſe zu der Brauchbarkeit der ſchmalen und ungünſtig gelegenen Holzbrücke ſtänden. Das königl. Finanzminiſterium beſchloß demzufolge im Frühjahr des Jahres 1850 einen Umbau der fraglichen Brücke vornehmen zu laſſen und ordnete die Ausarbeitung von Projecten für den Bau einer ſteinernen, einer eiſernen und einer hölzernen Brücke an. Nachdem dieſelben der genannten hohen Behörde in Skizzen vorgelegen hatten, entſchied man ſich dahin, an der betreffenden Stelle eine eiſerne Gitterbrücke, deren Träger auf ſolid gemauerte Pfeiler zu legen ſein würden, zu errichten. Gegen die Adoptirung der Holzbrücke rieth die geringe Dauerhaftigkeit, gegen die der Steinbrücke, der hohe Preis derſelben in einer Gegend, wo genügender Bauſtein in der Nähe nicht gebrochen wird und vielleicht auch die Beſorgniß bei Hochfluthen, durch die Wölbungen der Brücke, deren Kämpfer allerdings, nach Ermittelungen an Ort und Stelle, ziemlich tief unter der Linie des höchſten Waſſerſtandes zu liegen gekommen wären, den Fluthraum etwas beſchränkt zu ſehen. Eine Erhöhung der Brückenfahrbahn zeigte ſich aber deshalb als ganz unthunlich, weil die letzten Häuſer der Stadt, an denen die Chauſſee vorüberführt, ſo nahe an der Brücke und dabei ſo tief gelegen ſind, daß, wenn ſelbſt die Schüttung einer noch ſteileren als der jetzt adoptirten Brückenrampe gewagt worden wäre, man doch dieſen Häuſern Luft und Licht durch die hohe Rampe genommen hätte. Die Steigung der bei der Projectirung der Brücke als maßgebend angenommenen, jetzt wirklich ausgeführten, Rampe beträgt $1/16$.

Nachdem man ſich für die Erbauung einer eiſernen Gitterbrücke entſchieden, erhielt der Verfaſſer Auftrag, eine von ihm vorgelegte Skizze zu derſelben auszuarbeiten und überreichte demzufolge dem königl. Finanzminiſterium im Anfang des Sommers 1850 die Zeichnung zu der Brücke, nach welcher ſie, bis auf die ganz unweſentlichen Details, von der Werkſtatt der Sächſiſch-Bairiſchen-Staatsbahn zu Leipzig unverändert ausgeführt worden iſt. Da die Höhenlage der Brückenbahn gegeben und es Erforderniß war, daß der Fluthraum ein thunlichſt unbeengter, auch die Diſtanz der Unterkante der Träger von der Linie der höchſten Fluth, wegen möglicher Eisſchütze, eine thunlichſt beträchtliche ſei, ſo ergab es ſich, daß es vortheilhaft ſein werde, die Brückenbahn nicht auf die Oberkante der Träger, ſondern in deren Mitte zu legen. Dadurch wurden zwei Vortheile erzielt. Erſtens, daß die Gitterwände zugleich ein ſehr ſolides und unwandelbares Geländer für die Brücke mit abgeben konnten und daß, zweitens, die Höhe der Hauptträger groß zu nehmen, das Material daher ſehr vortheilhaft zu vertheilen war. Die Conſtruction vereinigte dadurch ferner zum Theil die Vorzüge der Anordnungen, wo die Bahn auf der Unterrippe der Träger und deren, wo ſie auf der Oberkante derſelben ruht, denn ſie geſtattete die ſolide Verſtrebung des unter der Brückenbahn liegenden Theils der Träger durch Andreaskreuze, ganz in der Weiſe der letzten Anordnung und gewährte, der erſten ähnlich, eine bedeutende Diſtanz zwiſchen Waſſerſpiegel und Trägern. Freilich machte es ſich in weiterer Analogie mit dieſer auch nöthig, den über der Bahn liegenden Theil der Träger, der nicht durch Andreaskreuze ſeitliche Stützung erhalten konnte, durch Anbringung der Rippenſtücke a und der Bänder b ſteif zu halten (Taf. 16 und 17). Letztere dienten, indem ſie bis in die Unterrippe fortgeführt wurden, dazu, den Untertheil der Gitterwand vor dem Ausweichen nach innen zu ſchützen. Die Höhe

der Gitterwände wurde zu 8 Fuß 9 Zoll bei der Spannweite von 38 Fuß dresdener Maaß adoptirt und es konnten wegen dieses ungemein günstigen Verhältnisses von Höhe und Länge der Träger die Dimensionen der Eisentheile derselben so schwach genommen werden, wie sie in der That sind. Der Kopfgurt der Träger hat nämlich nicht mehr als 4,9 □ Zoll englisch Maß, der Fußgurt 5,4 □ Zoll englisch Maß Querschnitt erhalten, so daß, nach Abzug der Nietöffnungen im Fußgurte, diese Querschnitte genau genug im Verhältnisse von 12 : 11 zu einander stehen, wodurch den Fairbairn'schen Regeln für die Construction hoher und steifgehaltener Träger genügt wird. Das diese Hauptfestigkeitsmassen verbindende Gitter ist sehr leicht in Quadraten von 16 Zoll Weite aus Flacheisen von 2 Zoll Breite bei ¼ Zoll englisch Maß Stärke zusammengesetzt worden, der Fuß besteht aus einer Platte von 6½ Zoll Breite und ¼ Zoll Dicke, 2 Flach- und 2 Winkeleisen, der Kopf aus einer eben solchen Platte von 6,5 Zoll Breite, 2 eben solchen Winkeleisen und 1 Flacheisenstabe der Dimension, wie die, aus denen das Gitter besteht. Ueberhaupt ist darnach gestrebt worden, thunlichste Einfachheit in den Formen der zu verwendenden Eisengattungen zu erzielen. 4 Fuß von der Unterkante der Träger entfernt ist ein Gurt von zwei Winkeleisen und einem Flacheisen von 4 Zoll Breite an das Gitter genietet, auf dem die, durch die Gitteröffnungen in mittleren Abständen von 1° 19″ gesteckten, hölzernen Querträger ruhen. Dieser Gurt ist, als beinahe in der neutralen Are der Träger liegend, bei den Festigkeitsberechnungen derselben ganz aus dem Spiel gelassen worden. Bei der vorgeschriebenen Breite der Brücke von 12 dresdner Ellen hätten sich natürlich die hölzernen Querträger derselben sehr ansehnlich durchbiegen müssen, wenn denselben nicht in der Mitte noch eine Stützung gegeben worden wäre. Dies konnte nur durch einen dritten eisernen Langträger geschehen. Da derselbe aber, weil die Brückenbahn frei bleiben mußte, nicht über dieselbe hervorragen durfte, so war ihm nur die Höhe des unter der Bahn liegenden Theils der Hauptträger, dabei aber eine Stärke zu geben, welche seine Tragfähigkeit der der Hauptträger ähnlich machte. Dies geschah, so viel nöthig schien, indem der Kopf desselben 8,8 □ Zoll, der Fuß 6,55 □ Zoll Querschnitt erhielt. Obgleich nun bei gleichen Belastungen dieser Träger sich, der Rechnung nach, nahezu 2½ Mal so viel durchbiegen mußte, als die Hauptträger, so achtete der Verfasser dies, wie der Erfolg lehrte, mit Recht, für gleichgiltig, denn da die Rechnung für die Hauptträger bei 100 Centner Mittelbelastung 1/12 Zoll Durchbiegung gab, so schien es ohne Belang, ob sich zu gleicher Zeit der Mittelträger 2½ Linie oder ¼ Zoll bog, da beide Biegungen für 38 Fuß Spannung als verschwindend anzunehmen sind. Jedenfalls wäre es dem Bewußtsein, daß alle drei Träger völlig gleich steif seien, unverzeihlich viel geopfert gewesen, wenn deshalb der Mittelträger angemessen verstärkt worden wäre. Für die Praxis aber war die Differenz bei einem so geschmeidigen Körper, wie eine aus Schmiedeeisen und Holz hergestellte Brückenbahn, völlig bedeutungslos. Der Vorsicht halber erhielt dieser Mittelträger, eben so wie die Untertheile der Hauptträger, immer unter dem zweiten hölzernen Querträger gußeiserne, rippenförmige Stützen, die unten ihren Fuß auf die Unterrippe der Gitterwände stützten, mit dem Kopfe aber direct die hölzernen Querträger trugen. Aufgelagert wurden sämmtliche Hauptträger auf gußeiserne Platten von 1 Elle Länge und 12 Zoll Breite, die auf dem Mauerwerke solid festgeschraubt waren. Befestigt sind die Gitter auf diesen Platten nicht, nur gegen seitliche Verschiebung schützen sie angegossene Leisten. Auf dem Mittelpfeiler ist der Zwischenraum zwischen dem Fuße des Trägers und dem Mauerwerk fest mit Stein ausgefüllt und die Obergurte derselben sind durch ein Flacheisen angemessener Stärke verbunden worden, sodaß die Träger jetzt fast so wirken, als ob beide Spannungen aus einem Stück beständen. Die Steifigkeit ist dadurch natürlich ansehnlich vermehrt worden. Die hölzernen Querträger haben eine Höhe von 12 Zoll bei einer Breite von 10 Zoll und ihre Kanten sind in der Weise verbrochen, daß die Einführung in die Quadrate der Gitter möglich wird. Diese, sowie die 5 Zoll starke Bedielung, die querüber alle 12 Zoll mit einem Flacheisen benagelt ist, sind von vortrefflichem, schlichtem aber etwas jungem Kiefernholze ausgeführt. Beschüttung ist nirgends auf die Brücke gebracht. Die straßenwärts gekehrten Enden der Gitter sind durch starke Holzkegel gegen das Anfahren der Wagen geschützt. Die Mauerung ist sehr sorgfältig von Bruchstein und die Außenseite der Pfeiler von Sandstein aus dem Grüllenburger Walde hergestellt. Was nun die Ausführung der Eisentheile anlangt, so läßt sie hier und da zu wünschen übrig, entbehrt besonders der Nettigkeit. Nicht besser gerathen ist die Aufstellung der Brücke, doch ist die Schuld von letzterem wohl zum großen Theil dem Einflusse der schlimmen Jahreszeit zuzuschreiben, in der sie erfolgen mußte. Während der längsten Zeit der Dauer der Aufstellung hat Schneegestöber oder harte Kälte geherrscht. Da indeß die betreffenden, übrigens für die Haltbarkeit der Brücke bedeutungslosen Mängel, ausgenommen vielleicht eine beträchtliche Durchbiegung der Horizontalkreuze, die durch das rücksichtslose Auftreten der Arbeiter auf die dünnen Flacheisenstäbe erfolgt ist, nicht in die Augen fallen, so bietet die Brücke, deren Proportionen und Theile wohl feiner als die irgend einer andern in Deutschland ausgeführten Eisenspannung sind, einen wahrhaft zierlichen Anblick dar, der noch gehoben wird durch die schroffe Gebirgsumgebung des Flöhathales. Das Gesammtgewicht von Schmiedeeisen in diesen zwei 38 füßigen 24 F. breiten Spannungen beträgt noch nicht 250 Ctr.

Die Brücke wurde im December 1851 vollendet und da sie, behufs der Abbrechung der alten Brücke, sofort dem Verkehr übergeben werden mußte, so war sie ohne Verzug technisch zu übernehmen, beziehentlich für tüchtig zu erklären. Gern hätte der Verfasser einige genauere Versuche über die Biegung der Träger, bei zugewogenen Belastungen angestellt, doch mußte davon an dem abgelegenen Orte, bei echt erzgebirgischem Frost- und Schneewetter abgesehen werden. Da indeß von sachverständiger Seite her nicht undeutlich zu verstehen gegeben worden war, daß die Brücke zu schwach scheine, so sahe der Verfasser sich genöthigt, einige, wenn auch rohe, so doch nahezu das höchste Maß der Leistung der Brücke in Anspruch nehmende Proben damit anzustellen. Diese höchste Leistung wird von Brücken, auf denen ein starkes Menschengedränge nicht vorkommen kann, bei Truppenmärschen in Anspruch genommen und es beträgt dann oft die Belastung 50 Pfd. per □ Fuß Brückenfläche. Zu den Versuchen standen zwei Wagen zu Gebote, deren Gewichte annähernd bekannt waren, da man sie früher einmal bei Gelegenheit eines Eisentransportes gewogen hatte. Diese Wagen wurden dergestalt mit Steinen befrachtet, daß deren Cubikinhalt ermessen ließ, daß der eine Wagen nunmehr 110, der andere 70 Ctr. wiege. Jeder dieser Wagen wurde mit 4 Pferden bespannt, so daß das Gesammtgewicht beider Wagen und der 8 Pferde 22,800 Pfund betrug, das Gewicht jedes Pferdes, mit Weisbach, zu 600 Pfund angenommen. Hierzu kamen noch 38 Leute und eine Quantität auf die Brücke gefahrene Steine, deren Gewicht circa 1000 Pfund betrug, so daß das Gesammtgewicht, welches zu Versuchen verwendet werden konnte, sich auf ca. 30000 Pf. belief. Zunächst wurde nun diese gesammte Gewichtsmasse thunlichst zusammengedrängt mitten auf ein Joch der Brücke gebracht und nahm auf derselben 20 Fuß Länge, bei der vollen Breite der Brücke ein. Hieraus ergab sich eine Belastung der gesammten Brückenbahn von nahezu 42 Pfund per □ Fuß. Es zeigte sich eine Durchbiegung des Joches von genau einer Linie, also einem 5472. Theil der Spannung.

Sodann ließ man den 110 Ctr. schweren Wagen, im scharfen Trabe, über die Brücke fahren, sorgte auch dabei dafür, daß derselbe starke Stöße auf dieselbe erzeugen mußte, indem Holzstücken den Rädern quer in den Weg gelegt wurden. Hierbei betrugen die Verticalerzitterungen der Brückenjoche $^1/_{24}$ Zoll, während die Seitenschwankungen unmerklich waren. Unter denselben Verhältnissen fuhren sodann beide Wagen gleichzeitig und parallel über die Brücke. Die Verticalschwingungen betrugen $^1/_{10}$ Zoll; die Seitenschwingungen waren unmerklich. Die an beiden Jochen angestellten Beobachtungen stimmten sehr genau mit einander überein.

So wurde denn durch diese allerdings nur rohen Versuche doch die mehr als genügende Festigkeit und Steifigkeit der Brückenjoche dargethan und dieselben dem öffentlichen Verkehr sofort übergeben. Dieser hat sich nunmehr volle 2 Jahre darüber hinweg bewegt, und eine kürzlich durch den Herrn Straßenbau-Commissar Borrmann angestellte genaue Revision der Brücke hat dieselbe, als in allen Theilen und allen Verhältnissen unverändert nachgewiesen. Die beim Bau und der Prüfung dieser Brücke in Bezug auf Ausführung und Stabilität der Construction gemachten Beobachtungen haben den Verfasser in der Ueberzeugung bestärkt, daß es sehr vortheilhaft sei, die Joche von Gitterbrücken beträchtlich verschiedener Spannungen durchaus von Eisengattungen derselben Dimension auszuführen, alle Querschnitte u. s. w. beizubehalten und, soweit nur irgend möglich, lediglich die Höhen der Träger zu ändern. Thunlichste Wohlfeilheit, Gleichmäßigkeit der Fabrikation und daher Zuverlässigkeit des Fabrikats sind sicher damit verbundene Vortheile. Dieses Prinzip ist consequent bei den fünf für die Sächsisch-Schlesische Staats-Eisenbahn ausgeführten Spannungen sehr verschiedener Weite durchgeführt worden.

Giebt nun auch die Tragfähigkeit und Steifigkeit der eisernen Joche der Brücke einer Besorgniß in keiner Weise Raum, so ist dies weniger der Fall in Bezug auf die Situirung dieser Joche über der Wasserfläche. Wie aus der Tafel hervorgeht, liegt die Unterkante der Joche nur eine Elle über dem höchsten, bisher beobachteten Wasserstande der Flöha vor der Brücken-Stelle. Eine Erhöhung der Brücke war aber vermöge ihrer Lage (zur Stadt und der Berglehne), wie oben erwähnt, absolut unmöglich. Nun kann es sich wohl ereignen, obgleich die neue Brücke einen bedeutenderen und regelrechteren Fluthraum als die alte bietet, daß sich das Eis ungewöhnlich schützt und der Wasserstand ein noch höherer als je bisher wird, oder ein Schutz, der sich mehr als 1 Elle über die Fluth erhebt, kann gegen die Joche selbst antreiben und dann würde die Existenz dieser zarten Eisenconstructionen, deren seitliche Festigkeit eine verhältnißmäßig geringe ist, leicht gefährdet werden können. Es ist deshalb an den unter der Fahrbahn liegenden Theil der Spannungen eine ziemlich kräftige auf den Zeichnungen nicht dargestellte Holzverstrebung eingebracht worden, die wohl geeignet ist, dem Eise einen ansehnlichen Widerstand entgegenzusetzen. Im Allgemeinen liegt aber die Gefahr nicht so nahe, als auf den ersten Augenblick zu glauben ist, weil Eisgang und höchste Fluth sehr selten zusammenfallen.

Der Gesammtherstellungspreis der Brücke incl. der danach hinführenden sehr umfänglichen Rampen hat, wie aus den angefügten, dem praktischen Techniker jedenfalls interessanten Kostenberechnungen hervorgeht, 9123 Thlr. 21 Ngr. 6 Pf. betragen.

Berechnung der Kosten für Herstellung der eisernen Brücke über die Flöha bei Olbernhau.

I.

Materialien, Fuhr- und Arbeitslöhne zur Herstellung der Pfeiler, der Fahrbahn und der die Verbindung nach den abzweigenden vier Wegen vermittelnden breiten Rampen.

Rth.	Ngr.	Pf.	
2177	12	6	Kaufgeld, Fuhrlohn und sonstiger Transport für Steinmaterial (hierbei 1746 Rth. 20 Ngr. — Pf. für 1320 Cubikfuß rein gearbeitete und 810 Cubikfuß rohe Sandsteinquader aus dem Grüllenburger Walde).
127	15	—	für Schlagsteine nebst Schlag.
10	16	9	= Steinmessen.
6	7	5	= Bruchzins.
302	5	4	= Kalk incl. Transport.
651	24	6	= sämmtliches Holzwerk.
294	23	8	= Zimmerarbeit.
274	10	—	= Maurerarbeit.
1115	10	1	= Tagelöhne.
			Hierbei:
			458 Rth. 16 Ngr. 5 Pf. für Grundgraben, Fangdämme anlegen, Wasserschleußen.
			398 = 10 = 1 = - Erdarbeiten, Abtragen der alten Brücke u. s. w.
			258 = 13 = 5 = = sonstige Tagelöhne
			uts.
301	18	3	für Schmiede- und Wagnerarbeit.
170	—	—	= Landentschädigung.
42	14	—	= Barrièren auf den Rampen.
118	22	2	= den Anstrich der Brücke mit Zinkweiß, incl. der Abrüstung hierzu (dabei 2 Ctr. Zinkweiß und circa 2 Ctr. Leinölfirniß verwendet).
94	10	—	= Unteraufsicht.
499	15	3	= Insgemein, hierbei die Nachtwachen (diese Position enthält hauptsächlich Ausgaben, die sich auf Verbreiterung der Rampen beziehen, so daß höchstens 120 Rth. davon den Brückenbau treffen).
6186	25	7	Summa. Hiervon:
141	10	—	Einnahme
			56 Rth. 15 Ngr. — Pf. für Hölzer und Abgänge.
			52 = 10 = — = = die alte Brücke
			32 = 15 = — = = Werkzeuge.
			uts.
6045	15	7	wirklicher Aufwand für die obengenannten Arbeiten.

II.

Herstellung der eisernen Theile der Brückenjoche.

Material.

Beleg-Nr.			Rth.	Ngr.	Pf.	Rth.	Ngr.	Pf.
	Eisen:							
813.	6778,2 Pfd.	Winkeleisen	294	26	4			
886.	120,6 =	Flacheisen	4	29	5			
=	7733,8 =	desgl.	319	18	—			
Ext. 1194.	1477,2 =	Modelleisen	79	23	—			
= 1414.	872,3 =	Modell- u. Winkeleisen	47	23	—			
1794.	17,5 =	Rundeisen	1	3	7			
1795.	26,2 =	Quarteisen	1	20	4			
		Latus:				749	24	—
		Transport:				749	24	—
1796.	691,4 =	Bandeisen	46	25	—			
1797.	4,4 =	Quarteisen	—	8	4			
	5462,9 =	v. Maschinenhause	273	4	3			
748.	Fracht auf Eisen		81	11	—			
749.	desgl.		4	26	—			
750.	desgl.		4	8	—			
Ext. 801.	Transportkosten vom Leipzig-Dresdner Bahnhofe bis zum hiesigen Maschinenhause		1	2	—			
	Eisenblech:					1161	17	7
	271,0 Pfd. Zoll-Gew. vom Maschinenhause					22	17	5
	Nieten:							
		Zoll-Gew.						
887.	1800 Stück Nieten	440,3 Pfd.	42	25	—			
888.	2850 = desgl.	744,2 =	72	10	—			
889.	700 = desgl.	184,2 =	14	13	—			
	Eisenguß:					129	18	—
Ext. 1253.	90 Platten 8125,0 Pfd. Z.-G.		360	6	3			
	Fracht von Zwickau bis Leipzig		13	16	8			
	Blei:					373	22	6
	264,0 Pfd. Z.-G. vom Maschinenhause					15	—	—
	Arbeitslöhne.							
	Arbeitslöhne im Maschinenhause					429	15	6
	Diverses.							
	Anstrich der Gitter im Maschinenhause		15	24	—			
1703.	Fuhrlöhne für Werkzeug u. s. w.							
2 ohne Nr.	nach und von Olbernhau		17	10	—			
						33	4	—
	Aufstellung.							
	Arbeitslöhne		66	19	8			
	Reisespesen und Auslösungen		79	29	—			
1532.	16 Schock Pfostennagel		25	18	—			
1533.	7 = desgl.		11	6	—			
1797.	Holzkohlen		15	22	5			
=	Brennspäne		—	8	—			
						199	13	3
	Unkosten.							
	Antheilige Unkosten der Werkstätten von 496 Rth. 5 Ngr. 4 Pf. Arbeitslöhne à 33⅓ %					165	11	8
	Transport für die Brückentheile von Leipzig bis Olbernhau					408	5	4
		Summa:				2938	5	9
	Hierzu an Gratificationen:							
	für den Maschinenmeister der Sächs.-Bair. Eisenbahn					100	—	—
=	= Werkführer					40	—	—
		Summa:				3078	5	9

III.

Zusammenstellung der Gesammtkosten.

	Rth.	Ngr.	Pf.	Rth.	Ngr.	Pf.
Rechnung I.	6045	15	7			
Rechnung II.	3078	5	9			
	Summa:			9123	21	6

Ueber den Bau der Flußdampfschiffe.*)

Von

M. W. Schmidt,

Ingenieur.

(Hierzu Taf. 18, Fig. 1—8.)

I. Geschichtliches über Dampfschifffahrt im Allgemeinen.

Noch ehe man angefangen hatte, die Dampfkraft auf die Schifffahrt als bewegendes Mittel anzuwenden, hatte man schon eine Menge Maschinerien und Vorrichtungen erfunden, um die schwache oder unzuverlässige Kraft der Ruder oder des Windes entbehrlich zu machen. Wie pomphaft und vielversprechend sich dieselben auch gewöhnlich angekündigt haben, so sind sie doch beinahe alle mehr oder weniger der Vergessenheit anheimgefallen. Es wird ihrer höchstens deshalb nur noch gedacht, weil sie einen Beweis für den Erfindungsgeist und der Strebsamkeit jener Zeitperioden liefern und als Anknüpfungspunkte für neue Erfindungen dieser Art dienen.

Es konnte nicht ausbleiben, daß, sobald man überhaupt angefangen hatte, die Dampfkraft znm Heben und zum Transport von Lasten anzuwenden, man auch sehr bald auf den Gedanken kommen mußte, sich derselben zur Fortbewegung von Schiffen zu bedienen. Man kann sich jedoch denken, daß viele vergebliche und mislungene Versuche gemacht werden mußten, ehe man hierin zu günstigen Resultaten gelangte, und ehe sich überhaupt die Dampfschifffahrt auf ihren jetzigen Standpunkt zu schwingen vermochte.

Schon im Jahre 1736 nahm ein Engländer Namens Jonathan Hull ein Patent auf die Anwendung von Dampfmaschinen mit Schaufelrädern zur Fortbewegung von Schiffen, gab dasselbe jedoch wieder auf, da seine Bemühungen von der englischen Admiralität nicht unterstützt wurden. Aehnliches widerfuhr dem Franzosen Périer, der im Jahre 1775 ein Dampfboot erbaute, wozu die Maschine jedoch so schwach war, daß er mit demselben die Seine nicht stromaufwärts zu befahren vermochte. Glücklicher war Joffroy, der zu Lyon ein 46 Meter langes Dampfboot construirte und damit die Saône, einen sehr langsamen Fluß, mit ziemlichem Erfolge befuhr. Seine Versuche wurden durch die bald darauf folgende Revolution unterbrochen; ebenso wahrscheinlich die von Desblanc, welcher circa 15 Jahre später ein Patent auf die Construction eines Dampfbootes nahm. Bald darauf kam Fulton nach Paris, welcher daselbst anfing, seine Versuche auf der Seine darüber anzustellen.

Aber auch in England, Schottland und Amerika war man während dieser Zeit nicht unthätig. In den beiden erstgenannten Ländern waren es Lord Stanhope, Bunter und Dickinson sowie Miller, Dalwinston Clarke und Symington, die diesem Gegenstande ihre Aufmerksamkeit widmeten, deren Versuche aber ohne entscheidenden Erfolg blieben. In Amerika beschäftigten sich in den Jahren 1785 bis 1790 hauptsächlich Fitch und Rumsey mit der Anwendung der Dampfkraft auf die Schifffahrt. Sie begaben sich jedoch nach Europa, da man sie trotz ihrer mannigfaltigen Versuche, die zum Theil vielen Hoffnungen Raum gaben, in ihrem Vaterlande nicht unterstützte.

Merkwürdigerweise ging wiederum Fulton, der bis zu dieser Zeit in Frankreich gelebt hatte, und dessen Bemühungen und Thätigkeit keine Anerkennung in jenem Lande fanden, nach seinem ursprünglichen Vaterlande Amerika zurück, um daselbst seine Ideen ins Werk zu setzen. Vor allem wurde er in diesem Vorhaben von dem damaligen Gesandten der Vereinigten Staaten, Kanzler Livingston, der selbst Urheber darauf bezüglicher Versuche war, bestärkt und unterstützt. In Amerika hatte man nämlich immer mehr und mehr angefangen, die Wichtigkeit der Dampfschifffahrt einzusehen. Die Möglichkeit, die Kraft des Windes durch die des Dampfes vollständig zu ersetzen, wurde bereits so wenig bezweifelt, daß im Jahre 1798 der Staat New-York, Livingston, der inzwischen nach Amerika gekommen war, ein Privilegium auf die Erbauung von Dampfböten ertheilte, unter der Bedingung jedoch, daß er bis zum März 1799 eines dergleichen construirte, welches in der Stunde 4 Meilen (engl.) zurückzulegen im Stande sei.

Livingston nahm für sein dazu erbautes Schiff eine Maschine von circa 10 Pferdekräften, wodurch er zwar zu einem ziemlich günstigen Resultate gelangte, jedoch die contraktlich verlangte Geschwindigkeit nicht erreichte, da die von ihm angewandte Kraft immer noch zu gering war.

Fulton ließ darnach in der Maschinenbauwerkstatt von Watt in England eine Dampfmaschine von 20 Pferdekraft zu diesem Zwecke ausführen, die er auf ein in New-York von ihm erbautes Schiff aufstellen ließ. Mit demselben begann er im Jahre 1807 seine Reisen und zwar mit solchem Erfolge, daß er damit die 120 Meilen lange Strecke von New-York nach Albany in 30 Stunden zurücklegte.

*) Unter diesem Titel wird der Herr Verfasser eine Reihe von Aufsätzen über einen Gegenstand liefern, der in der deutschen technischen Literatur noch wenig Bearbeitung gefunden hat. D. Red.

[illegible] allerdings [illegible] dieſem Ge[illegible] des Publikums [illegible] in Folge deſſen Geſellſchaften, [illegible] ausgerüſtet, eine An[illegible] ausführen ließen.

[illegible] ſo wurden dieſe Fortſchritte, welche die Dampfſchifffahrt in Amerika gemacht hatte, auch in Europa bekannt. Vorzüglich war es in England, wo man aufs Neue wieder Hand an dieſes Werk legte. Im Jahre 1812 wurde für den Clyde ein Dampfboot erbaut, welches, da man es als gelungen betrachten konnte, die Ausführung vieler anderer zur Folge hatte, und wodurch ſich in wenigen Jahren dieſer neue Zweig der Schifffahrt kräftig und blühend emporſchwang.

Nicht ſo glücklich fielen die im Jahre 1815 in Frankreich erneuten Verſuche aus. Die Geſellſchaften, welche ſie unternommen, hatten dazu weder den paſſenden Ort gewählt, noch waren ſie im Beſitz von tauglichen Maſchinen. Nichtsdeſtoweniger hatte von nun an die franzöſiſche Regierung dieſem Gegenſtande ihre volle Aufmerkſamkeit geſchenkt, und um darüber in Beſitz alles Merkwürdigen und Wiſſenswerthen zu kommen, dem Marine-Ingenieur Mareſtier den Auftrag ertheilt, die Vereinigten Staaten zu dieſem Zwecke zu bereiſen. Gleichzeitig bekam der Fregatten-Capitain Montgéry den Befehl, ſich mit ſeinem Schiff nach den amerikaniſchen Häfen zu begeben, um die Dampfſchifffahrt in nautiſcher und militäriſcher Hinſicht kennen zu lernen. Beide entledigten ſich ihres Auftrags zur Zufriedenheit der betreffenden Regierung, und man gelangte nun auch in Frankreich, die geſammelten Erfahrungen benutzend, zu günſtigeren Reſultaten.

Allmälig wurde nun die Dampfſchifffahrt Gemeingut der meiſten ſchifffahrttreibenden Nationen und fand ihre Anwendung nicht nur auf Flüſſen und Binnenſeen, ſondern auch auf dem Meere. Zwar wiederholten ſich mehr oder weniger in den Ländern, wo man ſie einführte, misglückte Verſuche, allein im Allgemeinen ſchritt man nun raſch vorwärts, indem ſowohl an den Maſchinen als auch an den Schiffsgefäßen fortwährende Aenderungen und Verbeſſerungen vorgenommen wurden. Die erſteren waren häufig zu ſchwer gebaut und drückten deshalb das Schiff über die Maßen in das Waſſer. Ergab ſich nun hieraus ſchon der Uebelſtand, daß der Tiefgang dadurch zu groß wurde, welches die baldige Einſtellung der Fahrten bei kleinen Sommerwaſſerſtänden der Flüſſe zur Folge hatte, ſo wurde derſelbe noch dadurch vermehrt, daß der vollere Theil des Schiffsgefäßes, welcher dem Waſſer gerade den meiſten Widerſtand bietet, zur Eintauchung gelangte. Außerdem vermochte man auch noch nicht, die Maſchinen ſelbſt mit ſolcher Zweckmäßigkeit und Accurateſſe auszuführen, wie dies bereits in anderen Ländern, namentlich in England geſchah. Die in Deutſchland gebauten ſtehen heutigen Tages noch nicht in dem beſten Rufe, da ſie entweder den gewünſchten Effect nicht entwickeln, oder fortwährenden Reparaturen ausgeſetzt ſind.

Bei dieſer Gelegenheit dürfte es nicht unpaſſend ſein, einiges über die verſchiedenen Arten und Formen der Dampfmaſchinen, welche bisher zur Bewegung von Schiffen angewandt worden ſind, anzugeben.

Die Principien, nach welchen die Schiffsdampfmaſchinen conſtruirt wurden, waren dieſelben, welche für die ſogenannten ſtationairen Dampfmaſchinen gelten. Natürlicherweiſe erheiſchte aber der Raum, wo erſtere aufgeſtellt werden ſollten, ſowie die Art der Arbeit, welche dieſelben zu verrichten hatten, gewiſſe Abänderungen. So z. B. mußte vor allen Dingen das Schwungrad, welches bei ſtationairen Maſchinen als ein Hauptorgan gilt, in Wegfall kommen, und zwar deshalb, weil bei einigermaßen hoher See das eine oder andere Schaufelrad zuweilen ganz vom Waſſer bedeckt wird. Ein Schwungrad würde vielleicht in ſolchem Falle die Räder auch gegen dieſen zehnfachen Widerſtand bewegen, allein, wie leicht erklärlich, auf Koſten ihrer Haltbarkeit. Auf Flußdampfſchiffen ließ ſich daſſelbe noch eher anwenden; man ſuchte es wohl auch dadurch entbehrlich zu machen, daß man an den Schaufelrädern in entſprechender Weiſe Gewichte anbrachte, welche den Krummzapfen über den todten Punkt halfen.

Hinſichtlich der Anwendung von Hoch- oder Tiefdruck bei Schiffsdampfmaſchinen hat man ſich im Allgemeinen für letzteren entſchieden und zwar aus folgenden Gründen: Bei Hochdruckmaſchinen iſt die Conſumtion des Brennmaterials bei weitem bedeutender als bei Condenſations- oder Tiefdruckmaſchinen, was für Dampfſchiffe inſofern ein Hauptübelſtand iſt, weil man dieſelben nicht gern unnützerweiſe belaſtet. Auf der See, wo man zur Speiſung des Keſſels Seewaſſer benutzen muß, verbietet ſich die Anwendung von Hochdruckmaſchinen ſchon von ſelbſt, weil der ſich ablagernde Keſſelſtein zu bedeutend ſein würde. Allerdings haben ſie den Vorzug der Leichtigkeit und Wohlfeilheit, und werden deshalb in ſolchen Fällen, wo es ſich weniger um Erſparung von Brennmaterial als vielmehr um geringe Anſchaffungskoſten und um einen möglichſt kleinen Tiefgang der Schiffe handelt, angewendet.

Die Balanciermaſchinen, ſo viele Vorzüge ſie auch haben mochten, beſaßen bei ihrer Verwendung auf Schiffen mancherlei Uebelſtände, wovon hier nur die bedeutende Schwere, ferner der Mangel einer gewiſſen Compactheit ihrer einzelnen Theile, die hauptſächlich bei Seedampfern ſehr wünſchenswerth iſt, erwähnt ſein mögen. Man ging von ihnen zu den direct wirkenden Maſchinen über, und gelangte endlich, nachdem man eine große Anzahl von neuen

Constructionen derselben erfunden und wieder verworfen hatte, zu den sogenannten oscillirenden. Ihre Erfindung rührt von Penn her und es gebührt ihr vor allen directwirkenden Maschinen jedenfalls der Vorzug. Der Dampf geht bekanntlich durch die hohlen Aren, um welche der Cylinder seine Schwingungen macht, und die Kolbenstange treibt den Krummzapfen ohne Hilfe irgend einer Leitung oder Parallelführung. Sie ist sowohl für See- als auch Flußdampfschiffe anwendbar, in welchen beiden Fällen sie zu den gesuchtesten gehört. Eben so gut qualificirt sie sich zum Betrieb von Schraubendampfschiffen.

Nicht unwichtig sind die Aenderungen, die man in Bezug auf diejenigen Theile der Maschinen vornahm, welche den Stoß gegen das Wasser auszuführen, das Schiff also unmittelbar zu bewegen haben. Da ich mir diesen Gegenstand für einen künftigen Aufsatz bestimmt habe, so will ich hier nur ganz kurz erwähnen, daß man in dieser Beziehung zwei große Hauptunterschiede von Dampfschiffen macht, nämlich solche mit Schaufelrädern und solche mit Schrauben. Erstere sind auf Flüssen, besonders seichten, letztere auf Seen mit Vortheil anzuwenden.

Aber wie bereits erwähnt, waren die Formen des Schiffsgefäßes, welches die Maschine aufzunehmen hatte, auch nicht ohne Fehler, so daß, trotz guter Maschinen, bei den Fahrten sich nicht die gewünschten Erfolge herausstellten. In der ersten Zeit, wo dergleichen Böte erbaut wurden, schwebten den Constructeurs die vollen Formen der Segelschiffe noch vor Augen. Zeichnungen guter Dampfschiffe anderer Nationen, welche in diesem Zweige des Bauwesens weiter vorgeschritten, waren selten oder gar nicht vorhanden, und sich die Erfahrung in den betreffenden Ländern zu sammeln, war nur wenigen vergönnt. Man kam jedoch nach und nach auf immer schärfere Formen, da dieselben für die allmälige Zertheilung des Wassers das Haupterforderniß sind.

Die Gestalt der Dampfschiffe mußte natürlicherweise wesentlich von einander abweichen, je nachdem dieselben zur Befahrung von Flüssen oder Seen bestimmt waren. Erstere mußten vorzugsweise leichter und im Verhältniß zu ihrer Breite länger gebaut sein, wie die letzteren. Im Sommer sinken die Flüsse zuweilen auf einen so niedrigen Wasserstand herab, daß ihre Fahrt voller Untiefen wird, und Schiffe, deren Tiefgang nicht auf ein Minimum herabgedrückt ist, ihre Reisen einstellen müssen. Man baut dieselben daher flach im Boden, macht sie lang und wählt für sie ein Material, welches sich durch Leichtigkeit auszeichnet. Seedampfschiffe dagegen haben der Gewalt hochgehender Wellen zu widerstehen, und müssen deshalb stark und im Verhältniß zu ihrer Länge breit gebaut sein. Man hat auch bei ihnen weniger auf ein leichtes, als auf ein festes und dauerhaftes Baumaterial zu sehen, sowie einen Verband der einzelnen Theile anzuwenden, der eine Verdrückung oder Verschiebung derselben nicht leicht zuläßt.

Wesentliche Aenderungen, sowohl in der Form, als auch in der Construction und im ganzen Verband der einzelnen Theile sind bei den Dampfschiffen durch die Verschiedenheit des Baumaterials, ob Holz nämlich oder Eisen, hervorgerufen worden. Die Verwendung des Eisens zum Schiffbau wird in neuerer Zeit immer gebräuchlicher, da das passende Eichenholz kaum noch aufzutreiben ist, das Eisen aber außerdem als Schiffsbaumaterial nicht unbedeutende Vorzüge vor dem Holze besitzt. Eiserne Schiffe sind leichter, dauerhafter und, weil alle Verbandstücke derselben geringere Dimensionen besitzen, geräumiger im Innern als hölzerne. Sie sind nicht so vielen Reparaturen unterworfen, weniger feuergefährlich und halten sich besonders in heißen Klimaten frischer und kühler. Außerdem gewähren sie noch den Vortheil, daß man ihren inneren Raum durch wasserdichte Querwände oder sogenannte Schotten in mehrere Abtheilungen bringen kann, die bei vorkommenden Lecken nie ein Volllaufen des gesammten Schiffsraumes zulassen.

Bei Flußdampfschiffen gesellt sich zu den genannten Vortheilen noch der sehr wichtige, daß man dem Schiffsgefäße eine für die Zertheilung des Wassers weit günstigere Form zu geben vermag. Specielleres darüber mitzutheilen behalte ich mir gleichfalls für künftig vor.

II. Ueber die einzelnen Theile eines Schiffes.

Da ich am Ende voraussetzen muß, daß nicht allen Lesern dieses Aufsatzes die Benennung der einzelnen Theile eines Schiffes sowie deren gegenseitiger Verband bekannt sein wird, so erlaube ich mir hierüber ganz im Allgemeinen etwas mitzutheilen.

Die hauptsächlichsten Theile eines Schiffes sind: der Kiel, der Vorder- und Hintersteven, die Spanten, die Balkweger, die Deckbalken, das Deck, die Beplankung, das Ruder und die Masten.

Der Kiel.

Was bei den Menschen sowie bei Thieren das Rückgrat ist, woran die Rippen ihre Befestigung finden, das ist bei Schiffsgefäßen der Kiel, so daß er also mit Recht das Fundament desselben genannt werden kann. Er wird am zweckmäßigsten aus Buchenholz gearbeitet, weil dieses nicht nur im Wasser gut steht, sondern auch mehr Elasticität besitzt, als andere harte Hölzer wie z. B. Eiche. Während bei Stoß oder Druck eichene Kiele in der Regel spalten und dem Schiffe einen gefährlichen Leck verursachen, dem nur durch Einsetzung eines neuen Kielstückes abgeholfen werden kann, braucht bei buchenen Kielen nur der Theil ausgebessert zu werden, welcher am meisten schadhaft wurde. Dagegen hat das Buchenholz den Nachtheil, daß Eisen darin

eher, als in jeder andern Holzart rostet; auch stockt dasselbe leicht, wenn es im Trocknen liegt. So sind z. B. Fälle vorgekommen, daß buchene Kiele noch während des Baues auf Stapel so verdorben sind, daß sie herausgenommen und durch neue ersetzt werden mußten. Ist der Kiel lang, so daß er nicht aus einem Stück angefertigt werden kann, so werden mehrere dergleichen zusammengestoßen oder gelascht, eine Verbindungsart, die bei starken Kielen, wie sie bei Seeschiffen vorkommen, sehr verschieden hergestellt werden kann, bei Flußdampfschiffen meistentheils in der in Fig. 1 gezeichneten Weise ausgeführt wird. Ehe man die so gegen einander stoßenden Stücke mit einander verbolzt, werden die Fugen mit Holztheer überstrichen und mit dünnem Flannel oder Löschpapier ausgelegt. Bei der späteren Ausführung hat man darauf zu achten, über dieses Lasch und zwar möglichst im Mittel desselben ein Spant oder eine Rippe zu setzen, damit der gehörige Verband nicht unterbrochen wird.

Der Kiel wird bei Flußdampfschiffen, sowie bei anderen Flußfahrzeugen häufig durch den Schiffsboden vertreten, welcher aus mehreren an einander gefügten Planken besteht, und auf welche die Bänke oder Frangen aufgesetzt und durch Nägel und Bolzen daran befestigt werden. Bei nicht hinreichender Länge dieser Planken stößt man mehrere Stücken stumpf gegen einander und zwar so, daß die Stoßfläche unter das Mittel einer Bank oder Frange zu liegen kommt. Bei Flußdampfschiffen, welche in der Regel nach vorn und hinten schärfer gebaut sind, würden die Bodenplanken daselbst ebenfalls in scharfen Spitzen auslaufen, was nicht nur das Befestigen derselben sehr erschweren, sondern auch ein baldiges Leckwerden des Bodens nach sich ziehen würde. Man läßt daher solche Planken, wie Fig. 2 zeigt, mit verschnittenen Spitzen auslaufen und nennt dergleichen Stücke Gerstücke.

Der mittelsten Planke im Boden giebt man in vielen Fällen eine etwas größere Stärke und fertigt sie auch häufig aus hartem Holze, während man zu den übrigen am liebsten Fichtenholz nimmt.

Vorder- und Hintersteven.

Diese beiden Theile bilden eigentlich die Fortsetzung des Kieles und dienen dazu, die Enden der Planken in sich aufzunehmen. Bei größeren Schiffen werden sie aus mehreren Stücken, die auf verschiedene Weise an einander gefügt werden, zusammengesetzt. Bei Flußdampfschiffen bestehen sie jedoch fast in allen Fällen aus einem Stücke.

Der Vordersteven erhält, wie Fig. 3 zeigt, eine gekrümmte Gestalt, und man verbindet ihn mit dem Kiele, wie aus der Fig. 3 hervorgeht, mit Bolzen und einem Knie — Reidknie —, welches Kiel und Steven überdeckt. Der Hintersteven dagegen ist ein gerades Holz, welches entweder vertical oder mit einer geringen Neigung nach hinten auf den Kiel gesetzt und mit demselben verzapft wird. Ein Knie, wie Fig. 4 zeigt, stellt auch hier einen größeren Verband zwischen Kiel und Steven her.

Beide Stücken, Vordersteven sowohl als Hintersteven werden gerichtet und eingelothet sobald man den Kiel gelegt hat. Man fertigt auch sie am zweckmäßigsten aus Eichenholz an, da sie bestimmt sind, den letzten Befestigungspunkt der Schiffsplanken zu bilden, und außerdem mehr als jeder andere Theil des Fahrzeugs Beschädigungen aller Art ausgesetzt sind. Zur Verbindung des Hinterstevens mit dem ihm zunächst liegenden Kantspant oder Ransomsholz dienen der Heckbalken und die Worpen oder die Spiegelwrangen. Am besten vergleicht man sie mit Spanten, welche auf dem Hintersteven (gewöhnlich rechtwinkelig zu demselben) gesetzt und mit demselben verbolzt werden. Sie geben dem Hinterschiff den hauptsächlichsten Verband, was namentlich bei Seeschiffen von Wichtigkeit ist, die beim Mangel derselben nach einigen Jahren lose und locker am Hintergebäude werden. Für Flußschiffe ist diese Constructionsart mit Heckbalken und Worpen etwas zu schwerfällig, weshalb man sie mit anderen leichteren vertauscht. Entweder giebt man dann dem Schiffe einen Spiegel in der Ebene der Hinterkante des Hinterstevens, oder man läßt die Planken noch etwas weiter über den Steven hinausschießen und setzt den Spiegel einige Fuß hinter demselben ein.

Bei Flußfahrzeugen gewöhnlicher Art, wie bei Kähnen, welche keinen Kiel haben, sondern bei welchen die Bänke auf einem Boden ruhen, werden die Steven durch die sogenannten Kaffen vertreten, die entweder weiter nichts als continuirliche Fortsetzungen des Bodens, die sich vorn und hinten nach oben krümmen oder Stücken für sich sind, die unter einem stumpfen Winkel gegen den Boden stoßen und durch einen über die Fuge gelegten Klotz mit demselben verbunden werden.

Da der Vordersteven, wie bereits oben erwähnt worden ist, einen bedeutenden Ausfall nach vorn erhält, so wendet man beim Einlothen desselben folgende ganz einfache Methode an. Man spannt nämlich von dem Stevenmittel nach dem Mittel des Kieles eine Schnur, von welcher man dann nach dem Kiele herunterlothet. Fällt der Hintersteven ebenfalls aus, so kann man beim Senkrechteinstellen desselben auf gleiche Weise verfahren.

Die Spanten.

Nicht mit Unrecht hat man die Spanten eines Schiffes mit Rippen eines Körpers verglichen, weil solche nicht nur denselben dem Aussehen nach gleichen, sondern auch eine ähnliche Bestimmung haben, nämlich die Schiffshaut aufzunehmen. Sie bestehen aus zwei symmetrischen Hälften

und werden ſenkrecht auf den Kiel oder Schiffsboden geſetzt und mit demſelben durch Bolzen verbunden.

Dasjenige Spant, welches an der Stelle der größten Breite des Schiffes liegt, nennt man das Hauptſpant. Vom Hauptſpant aus nehmen die übrigen Spanten nach hinten und vorn an Breite und Völligkeit ab, ſo daß diejenigen, welche den beiden Steven am nächſten liegen die kleinſten der Breite und dem Flächeninhalte nach ſind.

Die Spanten erhalten außerdem noch die verſchiedenſten Formen, je nach der Beſtimmung des Schiffes, und es iſt leicht zu ermeſſen, daß von ihnen die ganze Geſtalt des Schiffskörpers ſowie ſeine Eigenſchaften im Waſſer abhängen. Bei Seeſchiffen, welche dazu beſtimmt ſind, viel zu tragen, werden ſie voll und rund im Boden gehalten; ſcharf und ſpitz dagegen, wenn wenige Tragfähigkeit aber die Eigenſchaft des Schnellſegelns verlangt wird. Bei Flußdampfſchiffen nimmt man dieſelben flach und voll im mittleren Theile des Schiffes, ſcharf werden ſie vorn und hinten, weil das Schiff an dieſen beiden Extremitäten ſcharf ausläuft. Der Verband, welcher für dergleichen Spanten angewendet wird, iſt in Fig. 5 gezeigt und beſteht, wie man erſieht, darin, daß ſogenannte Kniee a und b an die Schiffsbank angebolzt werden. Dieſelbe Verbindungsweiſe wird auch beibehalten, wenn das Schiff nicht auf Kiel gebaut iſt, ſondern einen Boden hat.

Die Entfernung der Spanten von einander iſt ſehr verſchieden; bei Kriegsſchiffen z. B. ſtehen ſie dicht an einander und ihre Fugen werden ſogar unter Waſſer noch abgedichtet, ſo daß ſelbſt bei einer völligen Entblößung des Schiffes von den Planken daſſelbe doch noch nicht leckt. Bei Kauffahrteiſchiffen ſtehen ſie durchſchnittlich ſo weit von einander, als die Hölzer derſelben breit ſind, alſo ungefähr 12 Zoll. Bei Flußſchiffen dagegen, wo auf eine möglichſte Leichtigkeit des ganzen Gefäßes gehalten werden muß, ſetzt man dieſelben weiter, etwa 3—4 Fuß aus einander und bringt zwiſchen ihnen ſpäter, wenn bereits die Planken angebracht worden ſind, noch ſogenannte loſe Spanten ein, nämlich Hölzer aus weichem Holz, die in eine Bank eingezapft und mit der Schiffswand wie die feſten oder Lehrſpanten verbunden werden.

Man arbeitet ſie wie Kiel und Steven von hartem am liebſten von Eichenholz aus, nachdem für ſie die erforderlichen Chablonen oder Mallen aus der Zeichnung entnommen ſind. Damit während der Bauzeit ihre Form ſich möglichſt wenig verſchiebe, verbindet man die beiden obern Enden derſelben mit der Latte c (ſiehe Fig. 5) und ſtützt ſie, nachdem man ſie gerichtet und eingelothet hat, zu beiden Seiten gut ab.

Von ſolchen Spanten, deren Ebenen ſenkrecht zur Axe des Schiffes ſtehen, unterſcheiden ſich die ſogenannten Kantſpanten, deren Ebenen dieſelbe unter einem gewiſſen Winkel ſchneiden. Sie ſtehen am Vorder- und Hintertheile des Schiffs und erhalten hauptſächlich deshalb eine ſolche zur Richtung der übrigen Spanten verwendete Stellung, weil ſie ſich ein Mal auf dieſe Weiſe beſſer am Kiele oder dem Todholz befeſtigen laſſen, das andere Mal aber nicht ſo ſchmiegiſch bearbeitet zu werden brauchen, als wenn ihre Ebenen mit denen der übrigen Spanten parallel ſtänden. Um ſich dieſen letzteren Umſtand deutlicher zu machen, hat man ſich nur die Form des Schiffes hinten und vorn vorzuſtellen. Daſſelbe läuft an dieſen Theilen ſcharf zu, und jede Schnittebene, welche den Kiel rechtwinklig kreuzt, muß, je weiter ſie nach vorn oder hinten kommt, mit der Schiffshaut Winkel bilden, die um ſo mehr von rechten Winkeln abweichen. Die Kantſpanten ſetzt man nun ſo, daß ihre Ebenen nicht winkelrecht zur Längenrichtung des Kiels, ſondern möglichſt winkelrecht zur Schiffshaut ſtehen.

Die Balkweger.

Sind die Spanten gerichtet und die ſogenannte Straklatte, eine ſtarke fichtene Latte, welche um die oberen Enden der Spanten gebogen wird, befeſtigt, ſo werden die Balkweger eingebracht. Die Balkweger ſind ſtarke, lange Balken, die in Deckhöhe in die innere Wand der Spanten entweder eingebogen oder, wenn die Krümmung zu ſtark iſt, darnach ausgearbeitet werden. Sie dienen den Deckbalken als Unterlage und bringen die Spanten ſelbſt in größeren Verband und Spannung. Die Stärke der Balkweger richtet ſich nach der Größe des Schiffes; ihre Form iſt entweder mehr quadratiſch, wie bei Seeſchiffen, oder mehr rectangulär, wie bei Flußſchiffen. Bei letzteren kommt die breite Seite an die Spanten zu liegen; in die ſchmale Seite werden die Deckbalken ſchwalbenſchwanzförmig eingelaſſen.

Die Balkweger werden mit den Spanten durch Holznägel und Bolzen verbunden.

Deckbalken und Deck.

Wie ſchon erwähnt, kommen die Deckbalken auf die Balkweger zu ruhen, in welche ſie, um dem Schiff in transverſaler Richtung den gehörigen Verband zu geben, ſchwalbenſchwanzförmig eingelaſſen und außerdem mit der inneren Schiffswand durch Kniee verbunden werden. Die letzteren liegen nämlich mit ihrem einen Schenkel an der Schiffswand, mit ihrem anderen gegen die untere Fläche des Deckbalkens und ſind mit beiden Widerlagern durch Bolzen verbunden. Durch eine ſolche Befeſtigungsweiſe wird nämlich verhindert, daß die beiden Hälften des Schiffes bei etwa vorkommendem Druck von innen nach außen, ſich aus einander geben. Bei Seeſchiffen ſind auch die Deckbalken meiſt aus Eichenholz und ſie werden auf ihre breite Seite gelegt, wogegen ſie bei Flußſchiffen, bei denen es außer auf große Tragkraft auch auf möglichſte Leichtigkeit

gekommt, meist von Fichten- oder Kiefernholz sind und auf der hohen Kante stehen. Auch erhalten sie bei letzteren noch Unterzüge mit Stützen, um ein Durchbiegen zu vermeiden, oder man zieht dann und wann noch einen stärkeren Balken ein.

Man giebt, um dem Regenwasser Abfluß zu gestatten, den Deckbalken eine Krümmung nach oben, welche gewöhnlich den 48. Theil der Deckbalkenlänge beträgt. Um diese Curve zu construiren, beschreibt man sich, mit ihrer größten Aufbucht im Mittel, einen Quadranten, theilt den einen Radius in beliebig viel gleiche Theile und zieht durch dieselben nach der Peripherie des Quadranten parallel mit dem anderen Radius Linien. Die Länge derselben trägt man auf die Linien, welche den Deckbalken in die nämliche Anzahl Theile zerlegten, wie man sie beim Quadranten hatte, und erhält die gesuchte Curve, wenn man die so bestimmten Punkte mit einander verbindet.

Auf die Deckbalken kommt das Deck zu liegen, welches als äußere Umgrenzung das sogenannte Leibholz erhält. Das letztere wird entweder glatt auf die Balken gelegt, oder, je nach der Stärke desselben, um ein oder mehrere Zoll in dieselben eingelassen. Es ist stärker wie die Deckplanken, stößt mit seiner einen schmalen Seite gegen die Spantenköpfe, mit der anderen an die Deckplanken. Die verschiedenen Stücke des Leibholzes werden wie der Kiel gelascht, und durchgängig mit den Deckbalken, auf welchen sie ruhen, durch Bolzen verbunden. Am Vorder- und Hintertheil des Schiffes, wo dasselbe nicht mehr auf die Deckbalken zu liegen kommt, verbindet man es mit den Balkwegern, oder macht an diesen Stellen häufig auch Balkweger und Leibholz aus einem Stück.

Während man das Leibholz gern noch aus Eichenholz herstellt, wird das übrige Deck ohne Ausnahme aus Fichtenholz gearbeitet. Die Stärke der Deckplanken richtet sich natürlicherweise nach der Größe und Gattung der Schiffe. Während dieselben bei Kauffahrteischiffen mittlerer Größe 3 bis 4 Zoll stark sind, giebt man ihnen bei Flußdampfschiffen nicht mehr als $1\frac{1}{4}$ bis $1\frac{1}{2}$ Zoll Stärke. Was ihre Breite anbelangt, so hält man solche möglichst gering, um bei Schwinden der Planken nicht zu große Fugen zu bekommen; sie beträgt 4, 5 höchstens 6 Zoll. Bei nicht ausreichender Länge stößt man 2 Stücke stumpf gegen einander, so daß die Stoßfuge auf das Deckbalkenmittel zu liegen kommt. Das Aufnageln der Planken geschieht über Eck, d. h. man schlägt den Nagel nicht in die Mitte der Planke, sondern abwechselnd, bald der einen bald der anderen Kante zunächst. Bei starken, vielleicht 4zölligen Deckplanken versenkt man die Nagelköpfe, indem man nämlich das Nagelloch mit einem Centrumbohrer auf ungefähr 1 Zoll nachbohrt, den Nagel mittelst eines Setzhammers bis zu dieser Tiefe einschlägt und zuletzt das cylindrische Bohrloch mit einem Holzpfropfen schließt. Man hat jedoch darauf zu achten, daß diese Holzpfropfen nicht aus Lang- sondern aus Querholz gedreht sind, da in ersterem Falle bei allmäliger Abnutzung der Deckplanken die Pfröpfe als lästige Buckel stehen bleiben würden.

Sind die Deckplanken stark, wie bei den meisten Seeschiffen, so werden dieselben beim Aufbringen dicht geschnitten, d. h. man läßt, ehe man die Planke annagelt, die Fuchsschwanzsäge durch die Fuge gehen. Dies geschieht, indem man durch Klampen (Knaggen) oder Klammern die aufzubringende Planke gegen die schon feste andrückt, und das Durchgehen mit dem Fuchsschwanz so oft wiederholt, bis alle Unebenheiten der an einander liegenden Stoßflächen weggeschnitten worden sind. Ist auf diese Art das Deck gelegt, so wird dasselbe nachträglich geschlichtet und gehobelt, sodann die Fugen mit Werg abgedichtet und schließlich abgepicht oder kalfatert.

Das oben beschriebene Verfahren des Decklegens kann man, wie schon erwähnt, nur bei starken Deckplanken anwenden, nicht aber bei schwachen, wie sie z. B. bei Flußdampfschiffen vorkommen. Hier ist man genöthigt, eine ganz andere Methode des Dichtens einzuschlagen. Die 5 bis 6 Viertel Zoll starken Bretter werden an einander gefügt, im Mittel ihrer Stoßflächen eine Nuth von $\frac{1}{8}$ Zoll Stärke eingestoßen und in dieselbe beim Aufbringen der Planken oder Bretter eine Feder von starkem Eisenblech eingepaßt. Dergleichen Fugen werden entweder auf die gewöhnliche Weise leicht abgedichtet, oder man macht sie auch dadurch wasserhaltend, daß man, beim Aufbringen der Deckbretter, auf die Blechfeder einen in Talg getränkten Hanffaden von angemessener Dicke nach der Länge derselben einlegt. Damit dieser Faden mehr Raum gewinne, verbricht man die eine Kante der Nuth etwas. Kalfatert werden die auf solche Weise hergestellten Fugen nicht (Fig. 6).

Wie beim Schiffsboden wendet man zuweilen auch beim Deck sogenannte Gerstücke an.

Noch verdient erwähnt zu werden, daß vor Aufbringung des Decks die Deckbalken an ihrer Oberfläche noch einmal nachgeschlichtet werden müssen, um nicht nur den Planken in allen ihren Punkten eine sichere und gleichmäßige Auflage zu gewähren, sondern auch, um etwa noch vorkommende Buckel zu beseitigen. Das Nachschlichten geschieht ganz einfach, indem man über die Deckbalkenlage eine lange schwache und biegsame Schiene streckt und nachsieht, wo dieselbe einen Buckel oder Bauch wirft.

Zu dem Deck kann man gewissermaßen auch den Schanddeckel rechnen. Derselbe wird über die Spantenköpfe gelegt und deckt den Zwischenraum, welcher durch die Innen- und Außenbeplankung des Schiffs gebildet wird. Er stößt mit seiner einen schmalen Seitenfläche gegen das Leibholz, während die andere die unter ihm liegende Außen-

planke (der ſogenannte Schillergang) überragt. Befeſtigt wird er an den Rehlingsſtützen, für welche in ihm viereckige Oeffnungen ausgeſpart werden. Man macht ihn entweder ebenſo ſtark oder um ein weniges ſtärker als die Deckplanke, und arbeitet ihn aus Eichenholz. Die Verbindungsweiſe ſeiner verſchiedenen Stücke iſt wie beim Kiel als Hakenlaſche.

Die Beplankung.

Man unterſcheidet im Allgemeinen Innen- und Außenbeplankung. Die Innenbeplankung wendet man beinahe nur bei Seeſchiffen an, während man dieſelbe bei Flußſchiffen, um eine größere Leichtigkeit zu erzielen, ganz wegläßt. Außen- und Innenbeplankung werden bei Seeſchiffen meiſt in Eichen-, bei Flußſchiffen beinahe durchgängig in Fichtenholz ausgeführt; nur die Planke zwiſchen Wind und Waſſer, welche dem Verderb durch Feuchtigkeitswechſel am meiſten ausgeſetzt iſt, ſtellt man auch bei letzteren gern in Eiche her.

Bei der Außenbeplankung unterſcheidet man je nach der Lage derſelben an den verſchiedenen Theilen des Schiffs auch verſchiedenene Stärken, die ihre beſonderen Namen tragen.

Wie ſchon erwähnt, heißt die Planke unter dem Schanddeckel der Schillergang. Sie hat ihren Namen jedenfalls daher, weil dieſelbe in den meiſten Fällen anders gefärbt (geſchillert) wird als die anderen. Nach ihr kommen die ſogenannten Harpeusgänge; ſchmälere und auch ſchwächere Planken, welche gewöhnlich nur geharpeuſt, ſeltener geſtrichen werden. Darauf folgt das kleine Barkholz, was wiederum ſtärker iſt, darauf das große Barkholz, was aus den ſtärkſten Planken gebildet wird und dem Schiff den eigentlichen Verband und die größte Spannung verleiht. Die Kimmungsplanken decken die Kimm, oder denjenigen Theil des Schiffs, wo Boden und Seitenwand zuſammenlaufen und folglich die größte Krümmung der Spanten ſtattfindet. Was man unter Boden- und Kielplanken zu verſtehen hat, liegt bereits im Namen ſelbſt und bedarf folglich keiner weiteren Erklärung. Zur größeren Deutlichkeit dient Fig. 7, welche den Querſchnitt durch das Hauptſpant darſtellt. Es bezeichnet hierbei:

a den Kiel,
bb die Spanten,
cc die Frangen,
d die Deckbalken,
e das Deck,
f den Schillergang,
g den Harpeusgang,
h das große Barkholz,
i das kleine Barkholz,
k die Kimmungsplanke,
ll die Bodenplanken,
mm den Schanddeckel,
nn die Rehling,
oo die Kolſen.

Dieſe verſchiedenen Benennungen der Außenplanken kommen nicht nur bei Seeſchiffen ſondern auch bei Flußdampfſchiffen vor, aus welchem Grunde ſie auch hier aufgeführt worden ſind. Ihre Stärken bei Flußdampfſchiffen mittlerer Größe ſind ungefähr folgende:

Schillergang 2″, Harpeusgänge 1¼ bis 1½″, kleines Barkholz 2″, großes Barkholz 3½ bis 4″, Kimmungs-, Boden- und Kielplanken 2 bis 2½″.

Die Beplankung wird gewöhnlich in der Weiſe ausgeführt, das man mit dem Schillergang anfängt, bis in die Nähe der Kimmung damit fortfährt, dann von der Kielplanke nach oben arbeitet, und in der Kimm ſelbſt ſchließt. Die beiden Hälften des Schiffs müſſen zu gleicher Zeit beplankt und wo möglich auch gleichzeitig geſchloſſen werden, eine Regel, die man möglichſt bei allen Arbeiten, die beim Bau eines neuen Schiffs vorkommen, befolgen ſollte. Schon beim Spantenrichten kann man damit beginnen, indem man die Zimmerleute in zwei Parteien theilt, jede unter der ſpeciellen Leitung eines Schnürgeſellen (Polirs). Das Einbringen der Balkweger, das Decklegen, das Beplanken der Innen- und Außenſeite des Schiffs u. ſ. w. wird auf die nämliche Weiſe ausgeführt. Es iſt dieſes ein gutes Mittel, um ſich fleißige Arbeiter zu verſchaffen, da gewöhnlich zwiſchen den beiden Parteien ein Wettſtreit entſteht.

Nachdem die Spanten auf ihrer Außenſeite nochmals nachgeſchlichtet worden ſind, eine Arbeit, die auf die nämliche Weiſe geſchieht, wie ſie bereits bei den Deckbalken beſchrieben worden iſt, macht man den Schanddeckelſtrak oder was daſſelbe iſt, den Strak für die Oberkante des Schillerganges. Nach der Zeichnung hat man nämlich auf jedes Spant durch einen Einſchnitt mit der Säge die Stelle bezeichnet, über welche der Schanddeckel wegläuft. Das Strakmachen beſteht nun darin, das man über jene Punkte weg nach der ganzen Längenausdehnung des Schiffes von hinten nach vorn eine ſchwache, biegſame, gleichmäßig ſtarke Latte, die ſogenannte Straklatte, anheftet und nachſieht, wo etwa noch ein Buckel oder eine Bucht, die nicht in den Strak gehört, ſich bildet. Hat man endlich auf dieſe Art eine ſchöne, ſtätig gekrümmte Linie erhalten, ſo reißt man ſich dieſelbe mit Bleiſtift auf der Außenfläche der Spanten vor und nimmt die Straklatte wider ab.

Mit dieſer Linie ſoll alſo, wie bereits erwähnt, die Unterkante des Schanddeckels oder die Oberkante des Schillerganges zuſammenfallen. Um dieſes zu bewerkſtelligen, müſſen wir erſt das Verfahren des Plankenabſtechens kennen lernen, was, ſobald man die Principien kennt, worauf es beruht, zwar einfach iſt, jedoch von den gewöhnlichen

Zimmerleuten, die mit diesen Principien eben nicht vertraut sind, als ein höchst schwieriges betrachtet und ausgegeben wird.

Es ist bekannt, daß die abgewickelte Kugeloberfläche aus lauter Streifen besteht, welche eine länglich lanzettförmige Gestalt haben und die, wenn man sie auf der Ebene ausbreitet, ihre converen Begrenzungslinien einander zukehren. Ein ähnlicher Fall findet bei der in der Ebene ausgebreiteten Plankenhaut des Schiffes statt. Die gegen einander stoßenden Planken kehren ebenfalls convere Begrenzungslinien, welche nur in einigen oder einem Punkt sich berühren, einander zu. Das Abstechen der Planken besteht nun darin, jene Curven aufzufinden und auf die betreffenden Planken, welche sich hierzu am besten eignen, überzutragen. Hierzu hat man eine Schiene von ungefähr $^3/_8$″ Stärke, 3″ Breite und einer Länge, die die gewöhnliche Plankenlänge noch um etwas übertrifft, nöthig. Man heftet, wenn man z. B. den Schillergang abstechen will, sie unterhalb der für die Oberkante desselben an den Spanten aufgerissenen Linie mit einigen Nägeln an, und zwar so, daß sie keinen Bauch wirft (bläst), sondern überall gut an den Spanten anliegt. Ist dies geschehen, so mißt man auf jedem Spant die Entfernungen von der Oberkante der Schiene bis an die vorgerissene Bleilinie und schneidet sich selbige, der Bequemlichkeit halber, als Stichmaße auf einem Stäbchen ein. Hat man auf der Schiene mit Kreide sich die Punkte angemerkt, wo man die Maße abgenommen hat, so heftet man die Schiene los und legt sie mit der Seite, welche am Schiffe nach Außen lag, auf die betreffende Planke. Hierauf sticht man von der genannten Oberkante der Schiene die betreffenden Maße der Reihenfolge nach so wie in den gehörigen Entfernungen von einander auf der Planke wieder ab, und verbindet die erhaltenen Punkte durch eine Curve, welches die gesuchte ist.

Hierdurch haben wir erst die eine obere Begrenzungslinie der Planke, die andere, untere, hätten wir auf die nämliche Weise und zwar gleichzeitig mit der ersteren abzustechen; allein in den meisten Fällen — außer bei der Schlußplanke, wo man beide Linien genau abstechen muß — begnügt man sich nur mit der einen und schnürt die andere nach Gutdünken ab. Ein geübter Arbeiter weiß in den verschieden vorkommenden Fällen ziemlich richtig diese Curve dem Augenmaße nach vorzuschreiben, so daß die Planke, wenn sie an das Schiff gebracht ist, sowohl mit ihrer oberen als unteren Kante in einem schönen stätigen Strak verläuft. Sollte dies nicht der Fall sein, so hilft man sich nachträglich durch Absäumen der Buckel mit der Art. Haben wir unter eine schon befestigte Planke eine andere anzubringen, so ist noch die Schmiege oder die Abschrägung zu berücksichtigen, mit welcher ihre obere Kante gegen die schon angebrachte Planke stößt. Man findet diese Schmiegen ganz einfach dadurch, daß man beim Abstechen derselben an den Punkten, wo die Stichmaße abgenommen werden; durch einen Schmiegstock — eine Art Zollstock mit beweglichem Schenkel — sich auch die Winkel abmißt, welche die Spantenfläche mit dem Saum der schon befestigten Planke bildet. Hiernach wird der dagegenstoßende Raum der anzubringenden Planke abgeschrägt; jedoch nimmt man bei Seeschiffen aus weiter unten anzuführenden Gründen diese Winkel ein wenig spitzer, damit sich die Fuge etwas nach außen öffnet.

Die Planken stoßen am Vorder- und Hintersteven in die sogenannte Sponung, eine Rinne von der in Fig. 8 gezeichneten Form, welche nach der ganzen Länge der Steven von oben nach unten läuft. Steht der Kiel, wie es bei Seeschiffen der Fall ist, über dem Schiffsboden vor, so ist die Sponung auch in den Kiel einzuarbeiten.

Diejenigen Planken, welche in den Vorder- oder Hinterbug des Schiffes kommen, können bei Seeschiffen, wo die Krümmung an diesen Theilen sehr stark ist, nie kalt angebracht werden. Man muß dieselben, damit sie biegsamer und gefügiger werden, entweder brennen oder steamen.

Das Brennen, welches in neuerer Zeit wenigstens auf Seeschiffswerften beinahe gar nicht mehr angewendet wird, besteht darin, daß man die Planke mit der Seite, welche die Krümmung oder Bucht bekommen soll, über ein Feuer bringt und sie fortwährend an derselben mit Wasser benetzt. Nach und nach krümmt sich, bei richtiger Handhabung dieses Verfahrens, die Planke in der gewünschten Form und kann am Schiff angebracht werden. Diese Methode hat den Nachtheil, daß man zur Unterhaltung des Feuers viel Holz braucht, ferner die Planken selbst durch ein selten zu vermeidendes Verkohlen schwächt.

Das Steamen (Dämpfen) der Planken scheint eine englische Erfindung zu sein und wird seit vielleicht 15 Jahren auch in den meisten deutschen Häfen angewendet. Zu diesem Behufe hat man einen langen schlottenähnlichen Kasten, welcher von einem Dampfkessel mit Dämpfen versorgt wird. In diesen Kasten werden die Planken gebracht und so lange darin gelassen — gewöhnlich auf 1 Zoll ihrer Stärke eine Stunde — bis die heißen Dämpfe sie weich und gefügig gemacht haben. Außer, daß durch diese Methode der Extractivstoff des Holzes, der dessen Fäulniß befördert, entfernt wird, hat sie auch den Vorzug einer größeren Bequemlichkeit und Billigkeit.

Das Brennen sowohl als das Steamen kann wohl bei eichenem, nicht aber bei fichtenem oder kiefernem Holze angewendet werden. Bei Flußschiffen, deren Planken meist aus letzteren beiden Holzarten bestehen, braucht man auch selten zu diesem Verfahren zu greifen, weil Vorder- und Hinterbug scharf zulaufen und deshalb die Planken kalt angebracht werden können.

Die Plankenhaut wird zuerst beim Anbringen mit eisernen oder metallenen Nägeln, nachträglich mit kiefernen Holznägeln und Bolzen befestigt. Die Holznägel werden innen und außen verkeilt, die Bolzen vernietet oder verklinkt.

Statt der eisernen Bolzen und Nägel nimmt man, der größeren Haltbarkeit halber, für die Theile des Schiffes, welche unter Wasser kommen, zuweilen kupferne auch messingene, oder die eisernen werden verzinnt oder verzinkt.

Das Abdichten der Plankenfugen geschieht mit Werg (Winde), welches durch sogenannte Dichteisen in dieselben eingetrieben wird. Bei Seeschiffen treibt man die Wergfaden mit weit größerer Kraft ein, als bei Flußschiffen, weshalb man die Fugen der Planken bei ersteren auch sich keilförmig öffnen läßt, während man sie bei letzteren mit der Fuchsschwanzsäge dicht schneidet.

Das Ruder.

Das Ruder oder zuweilen auch Steuer genannt, dient bekanntlich zur Regierung des Schiffes. Inwiefern es seinen Zweck erfüllt oder nicht, kommt hauptsächlich darauf an, ob seine Dimensionen, zumal seine Breite, mit dem Schiffskörper im richtigen Verhältnisse stehen. Bei Seeschiffen, welche im Verhältniß zu ihrer Länge bei weitem breiter sind als Flußschiffe, werden die Ruder schmäler gemacht, wozu auch noch der Umstand beiträgt, daß ein Ruder in der See weit mehr auszuhalten hat, als auf Flüssen. Auch ihre Construction ist eine andere, da dieselben meist aus sehr starken Hölzern bestehen.

Sowohl für Seeschiffe als Flußschiffe existiren rationelle Formeln zur Bestimmung der Ruderbreite nicht, sondern man begnügt sich mit ganz empirischen Herleitungen. Während man bei mittelscharfen Kauffahrteischiffen von jedem Fuß ihrer Länge $\frac{1}{2}$ Zoll zur Breite des Ruders nimmt, giebt man bei Flußschiffen (insbesondere Dampfschiffen) dem Ruder $\frac{1}{12}$ bis $\frac{1}{15}$ der Schiffslänge zur Breite.

Die einzelnen Theile eines Ruders sind: das Ruderherz, das Blatt, die Pinne oder der Helm, die Haken, die Pfanne und die Fingerlinge.

Das Ruderherz oder der Schaft ist der innere dem Hintersteven zunächst liegende Theil des Ruders, welcher in den meisten Fällen aus Eichenholz gefertigt wird. Am unteren Theile desselben ist das Blatt durch 2 oder 3 breite Zapfen eingelassen und mit Bolzen befestigt. Die Ruderpinne dient zur Regierung des Ruders und wird entweder durch ein am oberen Theile des Ruderherzes (Ruderkopf) eingestemmtes Zapfenloch gesteckt oder sie übergreift denselben mittelst eines fünf- oder sechseckigen Ringes. Das Ruder bewegt sich gewissermaßen wie eine Thüre in Angeln; am Hintersteven nämlich sind Oesen — Fingerlinge — angebracht, in welche die am Ruderherz befestigten Haken einpassen. Von diesen Haken ruht einer, entweder der oberste oder der unterste, auf einer Unterlage, der sogenannten Pfanne, und trägt somit das ganze Ruder, während die anderen Haken nur dazu dienen, das Ruder in seiner Lage zu erhalten. Die Pfanne ist an einen Bolzen geschweißt, welcher durch den Hintersteven und das Reidknie geht und inwendig durch eine Schraubenmutter angezogen wird. Diejenigen Haken und Fingerlinge, welche unter Wasser zu liegen kommen, macht man, der längeren Dauer halber, sehr oft aus Metall.

Die Oeffnung im Heck oder in der Jellung des Schiffes, durch welche der Ruderschaft fährt, nennt man den Gucker. Derselbe muß natürlicherweise weit genug sein, damit das Ruder alle seine Bewegungen bequem darin machen kann. Sein Halbmesser muß also bei gewöhnlichen Rudern der Breite des Schaftes gleich sein, ein Uebelstand, welcher bei den neueren sogenannten Patentrudern wegfällt. Bei denselben ist nämlich vom letzten Haken an, das Ruderherz um die Länge seines Halbmessers nach einwärts gekrümmt, weshalb auch die Drehare des Kopfes nicht, wie bei den ältern Rudern, in der Peripherie des Schaftes liegt, sondern in der Are desselben. Auch gewinnt man durch eine solche Construction des Ruders mehr Raum, was, zumal bei Seeschiffen, hinsichtlich der Anordnung der Steuervorrichtung selbst und des Compaßhäuschens nicht ohne Bedeutung ist. Allerdings haben sie den Nachtheil, daß sie zerbrechlicher und dem Abdrehen des Kopfes bei großer Kraftanwendung weit mehr ausgesetzt sind, als die gewöhnlichen älteren Ruder.

Zu ihrer Regierung bedient man sich entweder unmittelbar der Pinne oder des Rades. Das letztere kann hinsichtlich seiner Maschinerie, durch welche es mit dem Ruder zusammenhängt, auf sehr verschiedene Weise eingerichtet sein. Die gewöhnliche Art ist folgende:

Die horizontale Are des Rades, die auf einem ungefähr hüfthohen Bocke ruht, trägt eine Trommel, um welche sich mit 3 oder 4 Schlägen ein schwaches Tau schlingt. Das eine Ende desselben führt nach Steuerbord das andere nach Backbord über kleine einscheibige Blöcke und von da nach der kurzen Ruderpinne, welche zur Befestigung der beiden Tauenden gewöhnlich zwei Augen trägt. Durch Drehen des Rades und resp. der Trommel verlängert man nun entweder das eine Ende des Taues, und verkürzt das andere, oder umgekehrt, wodurch die Pinne, mithin das Ruder, nach Bedürfniß nach Back- oder Steuerbord gewendet wird.

Die Masten.

Die Bemastung ist eigentlich nur bei Segelschiffen von Bedeutung nicht aber bei Dampfschiffen. Bei Flußdampfschiffen hat man die Masten mehr der Zierde halber, weshalb es natürlicherweise weder mit ihren Dimensionen noch

Wenn das
erreichen will.
zwei Schooner-
der andere hinter den Schorn-

Die Theile des Schiffes, die soeben in der Kürze und soweit es zum Verständniß des Ganzen nothwendig ist, beschrieben wurden, sind, wie schon erwähnt, die hauptsächlichsten, ohne welche dasselbe nicht gut gedacht werden kann. Hieran schließt sich eine große Anzahl anderer, die entweder wiederum Theile der schon beschriebenen sind, oder ganz für sich dastehen. Wenn sie im Zusammenhange mit den übrigen nicht gleich mit aufgeführt worden sind, so geschah es deshalb, um vor allem einen Gesammtbegriff vom Schiffskörper selbst festzustellen.

Um das Durchbiegen (Rückenbrechen) der Schiffe, welches darin besteht, daß der hintere und vordere Theil desselben sich nach unten giebt, zu vermeiden, bringt man über die Spanten im untern Theile des Schiffsraumes Langschwellen, welche man mit denselben verbolzt. Bei Seeschiffen wendet man nur eine an, die über den Kiel zu liegen kommt und mit den Spanten verkämmt wird. Man nennt solche Langschwellen die Kolsen. Bei Flußdampfschiffen, welche mindestens zwei dergleichen Kolsen erhalten (Fig. 7), haben sie noch den Zweck, das Sprengwerk, welches über dem Maschinenraum aufgestellt wird und dazu dient, ein Durchbiegen des Schiffes in seiner Mitte zu verhindern, aufzunehmen. Sie erhalten dann gewöhnlich eine Stärke von 5 und eine Höhe von 12 Zollen und werden ebenfalls mit den Bänken verbolzt. Das Sprengwerk, welches man auf die den Seitenwänden des Schiffs zunächst liegenden Kolsen setzt, besteht ganz einfach aus zwei Balken, die gewöhnlich die nämlichen Dimensionen haben, wie die Kolsen und wie die Schenkel eines Winkels sich auf dieselben stützen. Die Spitze, in welcher sie zusammenstoßen, liegt circa 6 bis 8 Fuß über dem Schiffsdeck; ihre Spannung, oder die Entfernung ihrer Füße von einander, nimmt man so groß, als es nur immer die Räumlichkeit des Schiffes erlaubt. Von den beiden Sprengbalken gehen nach den Kolsen herab Anker, die so eingerichtet sind, daß man sie nach Bedürfniß länger oder kürzer machen kann. Gewöhnlich geschieht bei Flußdampfschiffen das letztere, weil das Gewicht der Maschine den mittleren Theil des Schiffsbodens, auf dem sie ruht, nach unten biegt. Aeltere Fahrzeuge dieser Art, wo das Sprengwerk fehlt, sind in der Regel in ihrer Mitte stark durchgebogen, was einen höchst unangenehmen Anblick gewährt, denn der Schiffsstrak bildet keine schöne stätig gekrümmte Linie mehr, sondern besitzt in der Mitte einen Bruch nach unten.

Man hat zuweilen auch, um dieses Durchbiegen in der Mitte zu vermeiden, die Innenbeplankung im Maschinenraume diagonal gelegt, so daß sie in ihren Stoßfugen, die dann meist in die Mitte dieses Raumes zu liegen kommen, nicht in einer und derselben Richtung gegen einander trafen, sondern unter einem stumpfen Winkel. So viel bekannt, ist dies aber von weiter keinem besonderen Nutzen gewesen, wenigstens findet man es bei den neueren Dampfschiffen wenig angewendet.

Um dem Vorderbug eine größere Solidität zu geben, bringt man die sogenannten Bugbänder ein — Kniee, welche mit ihrem Winkel gegen den Steven stoßen, mit ihrem Schenkel aber an die innere Schiffswand gefügt und mit derselben verbolzt werden. In neuerer Zeit macht man dieselben meist von Eisen, weil solche leichter sind, und auch weniger Raum wegnehmen, als hölzerne. Bugbänder sind auch bei Flußdampfschiffen zu empfehlen, weil gerade diese an ihrem Vordertheil Beschädigungen mancherlei Art ausgesetzt sind.

Ein Schiff, welches ein festes Deck besitzt, muß Oeffnungen in demselben haben, durch welche man in den inneren Raum des Schiffes gelangen kann. Dergleichen Oeffnungen nennt man Lucken. Bei Seeschiffen hat man deren verschiedene, die einestheils für Capitain und Mannschaft, anderntheils für die Waaren bestimmt sind. Auch erhalten sie bei denselben ganz besondere Constructionen, um das Eindringen des Regen- und Seewassers, welches letztere zuweilen in großen Massen aufs Verdeck geworfen wird, zu verhindern. Nicht so ängstlich braucht man bei der Herstellung der Lucken für Flußdampfschiffe zu sein, weil bei ihnen das Deck bei weitem nicht solchen unausgesetzten und heftigen Ueberfluthungen ausgesetzt ist, wie bei Seeschiffen.

Flußdampfschiffe bekommen gewöhnlich drei Lucken, nämlich eine in den Maschinenraum, eine in die Kajüte hinter, und eine in die vor demselben. Man stellt sie ganz einfach in der Weise her, daß man an der Stelle, wo die Lucke hinkommen soll, zwei Wechsel in die Deckbalken einlegt und den so erhaltenen Raum beim Beplanken des Decks aussparrt. Rings um denselben bringt man einen Rahmen an, der mit einem Pfalz versehen wird und über welchen ein Deckel — das sogenannte Luckfail — paßt. Die Lucken für die Kajüten erhalten dagegen sogenannte Kappen, welche die Ueberdachungen der in dieselben führenden Treppen bilden, und deshalb mit circa 6 Fuß hohen Eingangsthüren versehen sein müssen.

Außer den Lucken giebt es noch andere Oeffnungen im Deck, welche dazu dienen, Oberlicht in die Kajüten zu erhalten. Man nennt sie Skyligths (Himmelslichter) und sie werden entweder mit starkem Glas ausgesetzt, oder man versieht sie mit leichten Ueberbauen, welche an allen vier Seiten und oben Fensterscheiben erhalten. Bei Flußdampf-

ſchiffen hat man deren nur eines und zwar ein großes über dem Maſchinenraum in der Gegend der Hauptwelle. Die Kajüten erhalten ihr Licht durch Fenſter oder Pforten an den Seiten des Schiffes, welche man ſo groß hält, als es nur immer die Verhältniſſe geſtatten. Man richtet ſie dann ſo ein, daß ſie, um die Kajüten zu jeder Zeit mit friſcher Luft verſorgen zu können, leicht zu öffnen und zu verſchließen ſind.

Das Schanzkleid oder die Baſtionirung dient dazu, das Deck vor Ueberſchwemmungen durch Wellen zu ſchützen und das Herabrollen oder Fallen von Gegenſtänden, die ſich auf dem Deck befinden, zu verhindern. Es beſteht aus den ſogenannten Rehlingsſtützen und der Rehling. Die Rehlingsſtützen ſind eigentlich als Verlängerungen der Spanten anzuſehen, welche mit denſelben verbolzt werden. Ihre unteren Enden ſind noch vom Schillergang und den Harpeusgängen überdeckt; ihre oberen Enden ragen 3 bis $3\frac{1}{2}$ Fuß über Deck, wo ſie Zapfen angeſchnitten bekommen, und mit einem auf die breite Seite gelegten Holm — der Rehling — verſehen werden. Auswendig erhalten die Stützen eine leichte Bekleidung, gewöhnlich von fichtenen Brettern. Bei Flußdampfſchiffen wird das Schanzkleid durch ein einfaches leichtes Geländer vertreten, bei dem man die Stützen von rundem ſchwachem Stabeiſen herſtellt, zwiſchen denen man ein Geflechte von ſtarkem Bindfaden oder ſchwachen Leinen anbringt.

Auf dem Deck befindet ſich noch außer den ſchon genannten Gegenſtänden die horizontale Ankerwinde oder das Bratſpill. Sie dient, wie ſchon im Namen liegt, dazu, die Anker aufzuwinden oder das vor Anker liegende Schiff vorwärts zu bewegen. Man giebt der Ankerwinde die verſchiedenſten Conſtructionen und ſtellt ſie entweder in Holz oder in Eiſen her. Auf Flußdampfſchiffen geſchieht es gewöhnlich in letzterer Weiſe, weil eiſerne Spillen leichter und zugleich dauerhafter ſind. Dergleichen beſtehen ganz einfach in einem Bock, welcher die ungefähr 12 bis 15 Zoll ſtarke Ankerkettenwelle trägt. Dieſe erhält an ihrem einen Ende ein Zahnrad, in welches ein kleines Getriebe, das mit einer Kurbel verſehen iſt, eingreift. Es verſteht ſich von ſelbſt, daß neben dem Zahnrad an der Kettenwelle ein Sperrrad ſich befinden muß, um zu jeder Zeit das Anwinden des Ankers einſtellen zu können.

Der Bock für die Welle iſt mit dem Deck zu verbinden, weshalb man ihn entweder auf zwei in die Deckbalken eingelaſſene Wechſel oder auf Schwellen ſetzt, die über die Deckbalken gekämmt und mit denſelben verbolzt werden.

In neuerer Zeit hat man an der Stelle der Ankertaue Ketten, welche den Vortheil größerer Haltbarkeit beſitzen und im Schiff nicht ſo viel Raum wegnehmen als erſtere. Bei Flußdampfſchiffen genügt eine Kettengliederſtärke von circa $\frac{3}{4}$ Zollen.

Beſchreibung einer neuen ſelbſtwirkenden Fallbremſe.

Von

Guſtav Werther,

Civil-Ingenieur.

(Hierzu Taf. 19, Fig. 1—3.)

Bei der enormen Geſchwindigkeit, mit welcher gegenwärtig an manchen Orten die zu Tage Förderung der Steinkohlen aus den Gruben zu geſchehen pflegt, wie in England und Belgien, wo ſie bereits ſechs Meter und darüber in der Sekunde erreicht hat, würden ſich die mit der Schacht-Förderung überhaupt verbundenen Unglücksfälle unverhältnißmäßig mehren, ſuchte man ihnen nicht gleichzeitig durch geeignete Sicherheitsvorrichtungen entgegenzuwirken.

Mit der Benennung „Fallbremſe" iſt eine ſolche Sicherheitsvorrichtung gemeint, welche, wenn an einem ſogenannten Fördergeſtelle (wie ſolche ſtatt der Tonnen oder Kuffen behufs der Kohlenförderung immer mehr zur Anwendung gelangen) angebracht, im Falle eines Bruches des Fördertaues, von ſelbſt das Hinabſtürzen des Geſtelles ſammt ſeiner Ladung in die Grube verhindert, und ſomit den Nachtheilen vorbeugt, welche ein ſolcher Vorfall möglicherweiſe mit ſich führen kann.

Zwar ſind unter dem Namen Fangvorrichtung und Falllucken bereits mehrere Conſtructionen in Vorſchlag gebracht worden, welche ein Gleiches bezwecken; allein ſie ſind meiſtentheils ſo complicirt und voluminös, daß ſie rückſichtlich ihrer zuverläſſigen Wirkung wenig Zutrauen einflößen und daher unbenutzt bleiben. Dabei iſt ihnen allen, verglichen mit der nachfolgend näher beſchriebenen Vorrichtung, der Uebelſtand mehr oder weniger eigenthümlich, daß, wenn ſie zur Wirkung gelangen, dies mit ſo ſtarken und jähen

Stößen verknüpft ist, daß daraus Nachtheile erwachsen, die unter Umständen eben so üble Folgen haben können, als das ungehinderte Hinabfallen des Gestelles in den Schacht. Wenn sich z. B. ein Seilbruch zu einer Zeit ereignet, wo sich Arbeiter in dem Gestelle befinden, so würden selbige in Folge der Fangvorrichtung am Gestelle oder im Schachte selbst, vielleicht nicht bis in die Teufe hinabstürzen, aber der Stoß, der den plötzlichen Stillestand des Gestelles begleitet, würde Körperverrenkungen und Störungen im Innern des Körper herbeiführen, die gleichfalls tödtlich sein können.

Die vorliegende und in den Figuren 1—3 angedeutete Fallbremse unterscheidet sich von den bisher in Vorschlag gebrachten Fangvorrichtungen schon durch das Princip, auf dem sie beruht, und zeichnet sich gegen jene noch durch ihre außerordentliche Einfachheit und Gewißheit ihrer Wirkung vortheilhaft aus. Die erwähnten Stöße finden bei ihr nicht statt. Auf den Gruben um Jemappe und Hornu in Belgien, westlich von Mons, auch auf den Nordenglischen in der Nähe von New-Castle upon Tyne findet man diese Bremsen angewendet. In Belgien beschäftigt sich besonders die Maschinenbauerei in Haine St.-Pierre, auch die Werkstätten der Gruben zu Grand Hornu mit der Einrichtung dieser Fallbremsen. (Letztere jedoch nur für den Bedarf dieser Gruben.) Ihre Wirksamkeit beruht einzig auf der Excentricität zweier Rollen oder Scheiben, welche in der Weise zu beiden Seiten jeder Führung des Gestelles angebracht sind, daß sie beim Reißen des Förderseiles das Führungs- oder Leitholz allmälig fest zwischen sich einklemmen und dadurch das ganze Gestelle im Schachte schwebend erhalten.

Wie diese Rollen in jedem besondern Falle am vortheilhaftesten anzubringen sind, hängt natürlich von den jedesmaligen Verhältnissen des Förderschachtes, sowie von der Form und Einrichtung des Gestelles ab.

In der Fig. 1 ist der obere Theil eines hölzernen, vier Etagen oder Fächer enthaltenden Fördergestelles abgebildet. Jede der vier Etagen, von denen die Figur nur zwei zeigt, nimmt bekanntlich einen, je nach der Richtung, in der die Förderung stattfindet, geladenen oder leeren Wagen (Hund), wie solche in der Grube zum Transport der Kohlen üblich sind, auf.

Von den oberen Enden der vier Eckſäulen eeee (Fig. 1, 2, 3) laufen Ketten hh aus, die sich am unteren Ende des Förderseiles in einem Ringe u vereinigen und so die Verbindung des Gestelles mit dem Seile vermitteln. Etwas unterhalb der Befestigungspunkte der ebengenannten Ketten an den Eckſäulen e, sind je zwei der letzteren von einer sogenannten Doppelzange aa in der Weise umfaßt und mit ihr verbunden, daß, wären diese Zangen irgendwie fest unterstützt, und das Förderseil zerrissen, das ganze Gestelle an ihnen hängen könnte. Unmittelbar unter den beiden Doppelzangen aa sind zwei hölzerne Träger tt durch Bolzen entweder an die Eckſäulen, oder an die Doppelzangen selbst befestigt. (Sind sie an die Eckſäulen befestigt, so müssen die Bolzenlöcher in den Trägern länglich sein.) Da wo sich diese Träger mit den Doppelzangen überkreuzen, sind zwischen beide Platten g von vulkanisirtem Kautschuk eingelegt. Wenn diese Träger nun z. B. mit ihren Enden auf irgend einer festen Unterlage auflägen, so würde das ganze Gestelle, von seiner Aufhängung am Förderseile abgesehen, auf den Trägern tt ruhen.

Zu dem Zwecke der geraden und senkrechten Führung der Gestelle dienen die Leithölzer ll, welche in gegenseitig parallelem Abstande und ohne Unterbrechung die ganze Länge des Schachtes durchlaufen. An ihnen gleiten die Gestelle bei der Förderung vermöge eiserner, die Leithölzer theilweise umfassenden, Schuhe oo auf und nieder.

An der unteren Fläche der Träger tt sind starke gußeiserne Lager pp eingelassen, welche die beiden, über die ganze Breite des Gestelles hinwegreichenden Wellen ww halten. An jedes Ende dieser Wellen ist eine excentrische Scheibe x von circa 9 bis 10 Zoll Durchmesser und $1\frac{1}{2}$ bis 2 Zoll Excentricität fest aufgesteckt. Der Umfang dieser Scheiben ist fein gerieft. Die gegenseitige Entfernung der beiden Wellen ww ist so groß, daß, wenn die Excentricitäten der an den gleichliegenden Well-Enden befestigten Scheiben von einander abgewendet sind, zwischen letzteren beiden für das Leitholz ll gerade noch hinreichend Raum verbleibt (Fig. 1).

In der Mitte jeder Welle (Fig. 2, 3 u. 1) ist ein Arm v fest mit ihr verbunden, von dessen freiem Ende eine langgliedrige Kette k nach dem Ringe u, am Ende des Förderseiles, geht und daselbst fest gemacht ist. Ferner trägt jede Welle w noch zwei andere Arme zz. Die von den Wellen abstehenden Enden der zwei an den gleichliegenden Enden der beiden Wellen befindlichen Arme sind durch eine etwa $2\frac{1}{2}$ Zoll im Durchmesser haltende Spiralfeder s verbunden. Sowohl die Arme zz, als auch die sie verbindenden Spiralen s liegen gerade innerhalb der Flucht der Seitenflächen zweier Eckſäulen (Fig. 2 u. 3), so daß sie sehr leicht durch einen Verschlag von Brettern gegen äußere Einflüsse zu schützen sind.

Während der Förderung hängt also das Gestelle vermittelst der vier Ketten hh an dem Förderseile und spannt dabei, gleichviel ob beladen oder leer, diese vier Ketten straff. Die Länge der Ketten kk ist nun so bemessen, daß letztere, wenn die Ketten hh sich spannen und so lange sie gespannt sind, vermittelst der Hebel vv eine Auswärtsdrehung der Excentriks xx, und wegen der Hebelarme zz gleichzeitig eine Dehnung der sie verbindenden Spiralen s bewirken. Bei dieser Stellung (Fig. 1) der Excentriks steht der Bewegung des Gestelles bei auf- oder niederwärts gerichteter Förderung kein Hemmniß entgegen. Wenn aber

das Fördertau an irgend einer Stelle oberhalb des Ringes u reißt, so erschlaffen als Folge davon die Ketten h und die excentrischen Rollen erfahren durch das Zusammenziehen der Spiralfedern s eine Drehung nach einwärts. Sobald aber die excentrischen Rollen die Führungen oder Leithölzer ll nur berühren, streben sie sich unter dem Einflusse des Gewichts des fallenden Gestelles nur noch mehr nach einwärts zu drehen, und fahren sich im wahren Sinne des Wortes dabei immer fester auf die Leithölzer, bis die Reibung zwischen ihnen und den letzteren so stark geworden ist, daß das Gestelle nicht weiter fallen kann und im Schachte schwebend erhalten wird.

Die Träger tt finden also durch die an den Führungen ll festgefahrenen Rollen xx jene feste Unterlage, die sie befähigt, das Gestelle jetzt zu tragen, während sie vorher, bei der Förderung, sammt den Rollen und Wellen an dem Gestelle hingen.

Sind die Seilenden wieder vereinigt, und wird das Seil aufgewunden, um das Gestelle wieder flott zu machen, so lassen die Excentriks ohne jeden besonderen Kraftaufwand los. In den drei Figuren bezeichnen dieselben Zeichen dieselben Gegenstände. Fig. 2 stellt einen Horizontalschnitt des Schachtes vor, nebst der Aufsicht auf ein Gestelle und der Anordnung der Führungen für letzteres.

Ueber die vortheilhafteste Geschwindigkeit und Maximalleistung der Reactions-Turbinen mit und ohne Leitschaufeln.

Von

Dr. Gustav Zeuner.

Für den Besitzer von Umtriebsmaschinen ist es stets von Interesse, diejenige Geschwindigkeit oder diejenigen Verhältnisse zu kennen, unter welchen seine Maschine die größte bei ihrer Construction zu erreichende Nutzleistung giebt. Zwar werden die Verhältnisse und Dimensionen der Umtriebsmaschinen vor ihrer Erbauung meist so berechnet, daß die Maschine einer gegebenen Leistung entspricht, doch weicht später die wirkliche Leistung oft bedeutend von der verlangten ab, und es erscheint von Interesse, die größte von der Maschine, ihrer Construction nach, zu erwartende Leistung zu untersuchen. Hierzu hat man zwei Mittel: entweder untersucht man die Leistung der Maschine mit Hilfe des Bremsdynometers oder man unterwirft die Maschine einer neuen Berechnung, indem man sämmtliche Widerstände dabei in Betracht zieht. Die erste Art der Untersuchung ist bei allen rotirenden Motoren in Anwendung zu bringen und wird, trotz der damit verbundenen Uebelstände und Schwierigkeiten am häufigsten angewendet. Die zweite Art der Untersuchung: die Berechnung der, gewissen Verhältnissen entsprechenden, Leistung einer Maschine unter Berücksichtigung aller Widerstände und der Dimensionen der Maschine hat erst in neuester Zeit mehr Anklang gefunden. Bis jetzt läßt sich aber diese Methode fast nur bei hydraulischen Umtriebsmaschinen in Anwendung bringen, weil die Widerstände bei Bewegung des Wassers durch die umfassenden bis jetzt bekannten hydraulischen Versuche weit besser bekannt und die darüber gemachten Erfahrungen mit größerer Sicherheit anzuwenden sind, als dies z. B. mit den Widerständen bei Bewegung des Dampfes der Fall ist. In der Praxis ist diese Methode der Berechnung wohl deshalb wenig in Anwendung gekommen, weil man meist auf sehr complicirte Formeln stößt und die darin vorkommenden Widerstandscoefficienten, Reibungscoefficienten u. s. w. für die verschiedenen Verhältnisse noch nicht mit der gehörigen Sicherheit bestimmt sind; überdies setzt diese Methode zugleich voraus, daß die Maschine exact und vollständig nach den Regeln der Mechanik hergestellt worden ist. Die gute und sorgfältige Ausführung findet sich unter den hydraulischen Umtriebsmaschinen vorzüglich bei den Turbinen, und es mag daher im Folgenden als Beispiel eine Fourneyron'sche Turbine mit Leitschaufelapparat der Berechnung unterworfen werden, wobei wir dieselben Bezeichnungen und denselben Gang der Rechnung einschlagen, wie dies Prof. Weisbach in seiner „Ingenieur- und Maschinen-Mechanik." Bd. II. S. 356 bei Berechnung der Maximalleistung einer Reactionsturbine ohne Leitschaufeln gethan hat.

Es sei der äußere Halbmesser des Rades BC = r, (Fig. a. f. S.) der innere AC = r_1, die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus dem Leitschaufelapparate in die Radkanäle tritt = c; ferner die relative Geschwindigkeit des Wassers, mit welcher es seine Bewegung in den Radkanälen beginnt = c_1, sowie die relative Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser das Rad verläßt = c_2; die äußere Umfangsgeschwindigkeit des Rades im Punke B sei = v und die innere im Punkte

$A = v_1$; ferner nennen wir den Winkel cAT, welchen die Richtung Ac des aus den Leitschaufeln tretenden Wassers mit der Tangente AT am inneren Radumfange einschließt $= \alpha$, den Winkel c_1AT, welchen der in das Rad eintretende Strahl mit derselben Tangente einschließt $= \beta$ und

den Winkel c_2BT_1, welchen der die Radkanäle verlassende Wasserstrahl mit der Tangente BT_1 am äußern Umfange des Rades einschließt $= \delta$. Ueberdies sei das Radgefälle, d. h. die Entfernung des Oberwasserspiegels von der Mitte der Radkanäle, oder wenn das Rad unter Wasser geht, seine Entfernung von dem Unterwasserspiegel $= h$, ferner die Höhe des Oberwasserspiegels über der Mitte von den Ausflußmündungen des Reservoirs $= h_1$ und die Tiefe $h_2 = h_1 - h$ die Tiefe der letztern unter den Ausmündungen des Rades oder, wenn das Rad unter Wasser geht, unter der Oberfläche des Unterwassers. Endlich mag x die Größe des Wasserdrucks an der Stelle bezeichnen, wo das Wasser aus dem Reservoir in das Rad tritt.

Wenn das Wasser ohne Stoß in die Radkanäle eintreten soll, muß sich die Geschwindigkeit c des Wassers in zwei Seitengeschwindigkeiten v_1 und c_1 zerlegen lassen, von denen die erstere mit der Tangente AT, am inneren Umfange des Rades, die andere mit einer Linie zusammenfällt, welche tangential im Punkte A an das innerste Element der Radschaufelcurve gezogen ist. Es ergiebt sich daher nach der Figur durch die Gleichung:

1) $\quad c_1^2 = c^2 + v_1^2 - 2cv_1 \cos\alpha$

die Geschwindigkeit c_1, mit welcher das Wasser die Radkanäle zu durchlaufen beginnt.

Die Geschwindigkeit c_2, mit welcher das Wasser das Rad verläßt, bestimmt sich aus der Druckhöhe x beim Eintritte des Wassers in das Rad und aus der Druckhöhe h_2 bei seinem Austritte; ferner aus der der Anfangsgeschwindigkeit c_1 zukommenden Geschwindigkeitshöhe $\frac{c_1^2}{2g}$ und derjenigen Vermehrung an Druckhöhe, welche der Einwirkung der Centrifugalkraft des Wassers im Rade entspricht, und im vorliegenden Falle ausgedrückt wird durch: $\frac{v^2 - v_1^2}{2g}$; demnach hat man:

2) $\quad \frac{c_2^2}{2g} = x - h_2 + \frac{c_1^2}{2g} + \frac{v^2 - v_1^2}{2g}.$

Da die Ausflußgeschwindigkeit c durch die Druckhöhendifferenz $h_1 - x$ erzeugt wird, so ist:

$$\frac{c^2}{2g} = h_1 - x,$$

oder genauer, wenn man annimmt, daß das Wasser beim Eintritt in das Rad $\zeta \frac{c^2}{2g}$ an Druckhöhe verliert (wobei ζ ein durch Versuche zu bestimmender Widerstandscoefficient ist),

$$(1 + \zeta)\frac{c^2}{2g} = h_1 - x,$$

woraus sich ergiebt:

3) $\quad x = h_1 - (1 + \zeta)\frac{c^2}{2g}.$

Setzt man in Gleichung 2) den für x und den mit Hilfe von Gleichung 1) für c_1 gefundenen Werth ein, so folgt, wenn man gleichzeitig berücksichtigt, daß $h_1 - h_2 = h$ das Gesammtgefälle des Rades ist:

$$c_2^2 = 2gh + v^2 - 2cv_1 \cos\alpha - \zeta c^2.$$

Da das Wasser bei seiner Bewegung in den Radkanälen durch Reibung noch einen Theil seiner Druckhöhe verliert, den wir mit $\frac{\varkappa c^2}{2g}$ bezeichnen wollen, und wobei $\varkappa$ ebenso wie ζ ein durch Versuche zu ermittelnder Coefficient ist, so wird genauer:

4) $\quad (1 + \varkappa)\, c_2^2 = 2gh + v^2 - 2cv_1 \cos\alpha - \zeta c^2.$

Das Wasser hat bei seinem Austritte aus dem Rade noch die Geschwindigkeit w, und daher ist der hierdurch erzeugte Verlust an Gefälle der Figur gemäß:

$$\frac{w^2}{2g} = \frac{v^2 + c_2^2 - 2vc_2 \cos\delta}{2g}$$

Die beiden durch den Eintritt des Wassers in das Rad und durch Reibung des Wassers an den Radschaufeln hervorgerufenen Widerstände waren nach dem Obigen respective $\zeta\frac{c^2}{2g}$ und $\varkappa\frac{c_2^2}{2g}$, sodaß sich endlich der Gesammtverlust an Druckhöhe, den wir mit y bezeichnen, herausstellt:

5) $\quad y = \frac{v^2 + c_2^2 - 2vc_2 \cos\alpha + \varkappa c_2^2 + \zeta c^2}{2g}$

Führt man in diese Formel den nach Gleichung 4) berechneten Werth von c_2 ein, und berücksichtigt, daß

$$v_1 = \frac{r_1}{r} v \qquad \text{und}$$

$$c = \frac{v_1 \sin\beta}{\sin(\beta - \alpha)} = v \cdot \frac{r_1}{r} \frac{\sin\beta}{\sin(\beta - \alpha)}$$

ist, so folgt nach gehöriger Reduction der Gesammtverlust an Druckhöhe:

6)
$$y = h - \frac{1}{g}\left(v\cos\delta\sqrt{\frac{2gh+v^2\left[1-\left(\frac{r_1}{r}\right)^2\frac{\sin\beta}{\sin(\beta-\alpha)}\left(2\cos\alpha+\frac{\zeta\sin\beta}{\sin(\beta-\alpha)}\right)\right]}{1+\varkappa}} - v^2\left(1-\left(\frac{r_1}{r}\right)^2\frac{\sin\beta\cos\alpha}{\sin(\beta-\alpha)}\right)\right)$$

Das wirkliche nutzbare Gefälle ist demnach $h-y$ und daher, wenn L die Leistung der Turbine, Q das Aufschlagwasserquantum per Sekunde und γ das Gewicht der Cubikeinheit Wasser bezeichnet, die wirklich zu erwartende Radleistung:

$$L = (h-y)\,Q\gamma$$

oder in diese Formel obigen Werth von y eingesetzt:

7)
$$L = \left(v\cos\delta\sqrt{\frac{2gh+v^2\left[1-\left(\frac{r_1}{r}\right)^2\frac{\sin\beta}{\sin(\beta-\alpha)}\left(2\cos\alpha+\zeta\frac{\sin\beta}{\sin(\beta-\alpha)}\right)\right]}{1+\varkappa}} - v^2\left(1-\left(\frac{r_1}{r}\right)^2\frac{\sin\beta\cos\alpha}{\sin(\beta-\alpha)}\right)\right)\frac{Q\gamma}{g}$$

Aus dieser Gleichung, in welcher außer der Umdrehungsgeschwindigkeit v alle Größen bekannt sind, läßt sich nun derjenige Werth von v berechnen, für welchen die Leistung L der Reactionsturbine ein Maximum wird.

Setzen wir der bequemeren Uebersicht wegen:

8) $$\frac{\sqrt{1+\varkappa}}{\cos\delta} = \varphi;$$

9) $$1-\left(\frac{r_1}{r}\right)^2\frac{\sin\beta}{\sin(\beta-\alpha)}\left(2\cos\alpha+\zeta\frac{\sin\beta}{\sin(\beta-\alpha)}\right) = \psi$$

und

10) $$1-\left(\frac{r_1}{r}\right)^2\frac{\sin\beta\cos\alpha}{\sin(\beta-\alpha)} = \chi$$ so folgt:

11) $$L = \left(v\sqrt{(2gh+\psi v^2)} - \chi\varphi v^2\right)\frac{Q\gamma}{\varphi g}.$$

Dieser Werth giebt aus Gründen des höheren Calcüls ein Maximum, wenn folgende Gleichung stattfindet:

$$\chi\varphi v = \frac{gh+\psi v^2}{\sqrt{2gh+\psi v^2}}.$$

Setzt man hierin noch das Verhältniß der Geschwindigkeitshöhe $\frac{v^2}{2g}$ zur Druckhöhe h, also $\frac{v^2}{2gh} = \vartheta$ so folgt

$$\chi\varphi = \frac{\frac{1}{2}+\vartheta\psi}{\sqrt{\vartheta+\psi\vartheta^2}}$$

und hieraus endlich:

12) $$\vartheta = \frac{\chi\varphi - \sqrt{\chi^2\varphi^2-\psi}}{2\psi\sqrt{\chi^2\varphi^2-\psi}}$$

Hat man also mit Hilfe der Gleichungen 8), 9) und 10) die Werthe von φ, ψ und χ bestimmt, und dieselben in Gleichung 12) eingeführt, so ergiebt sich der Werth von ϑ und daher nach dem oben gegebenen Verhältnisse:

$$\vartheta = \frac{v^2}{2gh}$$

die Geschwindigkeit v, bei welcher die Maximalleistung des Rades eintritt:

13) $$v = \sqrt{\vartheta\,.\,2gh}$$

und hieraus wieder

$$v_1 = \frac{r_1}{r}v;\quad c = v_1\frac{\sin\beta}{\sin(\beta-\alpha)}\quad\text{und}\quad c_2 = \sqrt{\frac{2gh+\psi v^2}{1+\varkappa}}.$$

Setzt man endlich den aus 13) berechneten Werth von v in die Formel 11) ein, und benutzt man zugleich den in Formel 12) gegebenen Werth von ϑ, so ergiebt sich nach gehöriger Reduction die Größe der Maximalleistung der Turbine:

$$L = \left(\frac{\chi\varphi-\sqrt{\chi^2\varphi^2-\psi}}{\psi\varphi}\right)Qh\gamma$$

Vorstehende Formeln beziehen sich auf die Reactionsturbinen mit Leitschaufelapparat; um daraus die Formeln für die Turbinen ohne Leitschaufeln zu entwickeln, hat man nur nöthig, in allen oben angegebenen Formeln $\alpha = 90^\circ$ einzuführen, und erhält daher aus den Gleichungen 8), 9), 10) und 12)

$$\frac{\sqrt{1+\varkappa}}{\cos\delta} = \varphi;\quad 1-\zeta\left(\frac{r_1}{r}\right)^2\tan g^2\beta = \psi\ \text{und}\ 1 = \chi$$

wonach $$\vartheta = \frac{\varphi-\sqrt{\varphi^2-\psi}}{2\psi\sqrt{\varphi^2-\psi}}$$

und ebenfalls

$$v = \sqrt{\vartheta\,.\,2gh}$$ wird.

Die Maximalleistung des Rades berechnet sich dann aus der Gleichung:

$$L = \left(v\sqrt{(2gh+\psi v^2)} - \varphi v^2\right)\frac{Q\gamma}{\varphi g}$$

wenn man die beiden hierher gehörigen Ausdrücke von v und ϑ benutzt:

$$L = \left(\frac{\varphi-\sqrt{\varphi^2-\psi}}{\psi\varphi}\right)Qh\gamma$$

und die Geschwindigkeit des aus dem Reservoir tretenden Wassers ist:

$$c = -v_1\,\text{tang}\,\beta,$$

während die Formeln für c_2 und v_1 unverändert, wie oben, bleiben.

Die letzteren Gleichungen sind auch in Prof. Weisbach's „Ingenieur- und Maschinen-Mechanik", Band II, angegeben, dort aber direct entwickelt, während in vorliegender Abhandlung der allgemeine Fall der Betrachtung unterworfen wurde.

Nach den Versuchen des Prof. Weisbach lassen sich bei gut construirten Turbinenkanälen die Coefficienten $\zeta = \varkappa = 0{,}05$ bis $0{,}10$ setzen. (Polytechn. Centralblatt 1850. „Versuche über den Widerstand, welchen das Wasser beim Durchgange durch Turbinenkanäle erleidet.")

Bei Hochdruckturbinen soll auch der Widerstand, den das Wasser durch seine Reibung an den Wänden des Einfallrohres erleidet, in Abzug gebracht werden.

Beispiel. Es sei für ein Gefälle von $h = 5$ Fuß preuß. und ein Wasserquantum von $Q = 30$ Cubikfuß, unter Berücksichtigung der hydraulischen Widerstände, die vortheilhafteste Geschwindigkeit und Maximalleistung einer nach wissenschaftlichen Principien construirten Fourneyron'schen Turbine zu berechnen.

Setzen wir $\alpha = 30^0$, $\beta = 100^0$, $\delta = 16^0\ 42'$ und $\frac{r}{r_1} = 1{,}35$, sowie die Widerstandscoefficienten $\varkappa = \zeta = 0{,}075$, so ergiebt sich zuvörderst für φ, χ und ψ unter Benutzung vorstehender Angaben:

$$\varphi = \frac{\sqrt{1+\varkappa}}{\cos\delta} = 1{,}0825$$

$$\chi = \left(1 - \left(\frac{r_1}{r}\right)^2 \frac{\sin\beta\cos\alpha}{\sin(\beta-\alpha)}\right) = 0{,}5020 \quad \text{und}$$

$$\psi = \left[1 - \left(\frac{r_1}{r}\right)^2 \frac{\sin\beta}{\sin(\beta-\alpha)}\left(2\cos\alpha + \frac{\zeta\sin\beta}{\sin(\beta-\alpha)}\right)\right] =$$

$$= -0{,}04117\,.$$

Die erhaltenen Werthe in die für ϑ angegebene Formel (12) eingeführt, giebt:

$$\vartheta = 0{,}7671$$

wonach endlich die vortheilhafteste Radgeschwindigkeit

$$v = \sqrt{\vartheta 2gh} = 15{,}483 \text{ Fuß} \quad \text{folgt.}$$

Für die Geschwindigkeit c_2 ergiebt sich nach Obigem:

$$c_2 = \sqrt{\frac{2gh + \psi v^2}{1+\varkappa}} = \sqrt{\frac{1+\psi\vartheta}{1+\varkappa}}\,.\,2gh = 16{,}778 \text{ Fuß.}$$

Der innere Radhalbmesser bestimmt sich

$$r_1 = \sqrt{\frac{Q}{3\pi}} = 1{,}785 \text{ Fuß}$$

wofür wir 1,8 Fuß nehmen. Aus

$$\frac{r}{r_1} = 1{,}35$$

folgert man daher $r = 2{,}45$ Fuß.

Es folgt nun die innere Radgeschwindigkeit:

$$v_1 = \frac{r_1}{r}\,v = 11{,}470 \text{ Fuß,}$$

Die relative Geschwindigkeit des eintretenden Wassers:

$$c_1 = \frac{v_1 \sin\alpha}{\sin(\beta-\alpha)} = 6{,}103 \text{ Fuß.}$$

Die Geschwindigkeit des Wassers beim Austritt aus dem Leitschaufelapparate:

$$c = \frac{v_1 \sin\beta}{\sin(\beta-\alpha)} = 12{,}020$$

und schließlich die absolute Austrittsgeschwindigkeit des Wassers:

$$w = \sqrt{c_2^2 + v^2 - 2vc_2\cos\delta} = 4{,}883 \text{ Fuß.}$$

Die Anzahl der Umdrehungen des Rades in der Minute bestimmt sich für die vortheilhafteste Geschwindigkeit:

$$u = \frac{30\,.\,v}{\pi r} = 60{,}34.$$

Was nun endlich die Maximalleistung des Rades betrifft, so hat man nach der oben entwickelten Formel:

$$L = \frac{\chi\varphi - \sqrt{\chi^2\varphi^2 - \psi}}{\psi\varphi}\,.\,Qh\gamma$$

oder nach Einführung der bekannten Größen:

$L = 0{,}8222\,.\,Qh\gamma = 0{,}8222\,.\,30\,.\,5\,.\,66 = 8139$ Fußpfd.

und den hydraulischen Wirkungsgrad der Turbine $= 0{,}822$.

Aus vorstehenden Resultaten folgt das Verhältniß der relativen Austrittsgeschwindigkeit c_2 zu der Umfangsgeschwindigkeit v:

$$\frac{c_2}{v} = \frac{16{,}778}{15{,}483} = 1{,}083.$$

Gewöhnlich setzt man aber bei der Berechnung der Turbinen voraus, daß $c_2 = v$ ist und entwickelt unter dieser Voraussetzung die Maximalleistung, sowie die ihr zukommende Radgeschwindigkeit. Man erhält dabei etwas einfachere Formeln und die Abweichung der Rechnungsresultate von den nach obigen Angaben gefundenen, ist nur unbedeutend. Um dies nachzuweisen, sollen im Folgenden die Ergebnisse angegeben werden, die man erhält, wenn man die oben gegebene Turbine unter der Voraussetzung $c_2 = v$ berechnet, wie dies in Weisbach's „Ingenieur- und Maschinen Mechanik", Bd. II, S. 372, ausgeführt ist:

$c_2 = v = 16{,}732$ Fuß
$v_1 = 12{,}394$ Fuß, $c_1 = 6{,}595$ Fuß, $c = 12{,}989$ Fuß
$w = 4{,}860$ Fuß

und die Umdrehungszahl des Rades in der Minute $u = 65{,}22$. Die Maximalleistung des Rades ist endlich am erwähnten Orte angegeben

$$L = 0{,}817\,.\,Qh\gamma = 8088 \text{ Fußpfund,}$$

daher ist der hydraulische Wirkungsgrad $= 0{,}817$.

Vergleicht man die nach beiden Methoden erhaltenen Rechnungsresultate, so ist ersichtlich, daß im letzteren Beispiele die Umdrehungsgeschwindigkeit des Rades um $16{,}732 - 15{,}483 = 1{,}249$ F. d. i. 8% zu groß gefunden wird, und daß hiernach das Rad eine geringere Umdrehungszahl in der Minute machen muß, um die Maximalleistung zu geben. Während wir im ersteren Falle, wenn das Rad 60,34 Umdrehungen in der Minute macht, als hydraulischen Wirkungsgrad 0,822 erhalten, ergab sich im zweiten Falle, bei 65,22 Umdrehungen, dieser Wirkungsgrad 0,817; man wird also im ersteren Falle die Leistung des Rades nur um circa ½ Procent größer erhalten und daher bei Berechnung der Leistungsfähigkeit und der vortheilhaftesten Umdrehungszahl der Turbinen durch die Annahme $c_2 = v$ nur wenig von der Wahrheit abweichen.

Daß die nach beiden Methoden berechneten Ausmündungen des Leitschaufelapparates und des Rades etwas verschieden werden, versteht sich von selbst, da c_2 und c in beiden Auflösungen sich verschieden ergeben; doch ist in obigen beiden Fällen diese Differenz ebenfalls unbedeutend, da c_2 und c in beiden Auflösungen nur wenig von einander abweichen.

Combes hat zuerst in seinem Werke: „Recherches théoriques et expérimentales pour les roues à réaction ou à tuyaux", Paris 1843, die hydraulischen Widerstände in Rechnung gezogen. Weisbach hat die Rechnungsmethode in seinem schon erwähnten Werke auch auf die verticalen Wasserräder, Wassersäulenmaschinen und Dampfmaschinen ausgedehnt.

Arbeitercontrole im Arsenale zu Woolwich.

Von

Gustav Werther,

Civil-Ingenieur.

(Hierzu Taf. 14, Fig. 11 u. 12.)

Im Königlichen Arsenale zu Woolwich besteht schon seit einigen Jahren eine im Nachfolgenden näher beschriebene Control-Einrichtung über die tägliche Anwesenheit der in den verschiedenen Abtheilungen des Arsenals beschäftigten Arbeiter. Durch dieselbe wird nicht nur die Anwesenheit jedes Arbeiters im Arsenale in kürzester Zeit auf höchst einfache Weise controlirt, sondern auch sogleich dessen täglicher, der Zeit seiner Anwesenheit entsprechender Verdienst angezeigt, welcher, von allen Arbeitstagen einer Woche addirt, allsonnabendlich den Betrag des Wochenlohns jedes Arbeiters bestimmt.

Das Arsenal liegt am rechten Themseufer unterhalb Londons und das zu demselben gehörige Areal ist, soweit es sich am Ufer der Themse ausbreitet, durch einen Quai begrenzt, im Uebrigen aber durch eine hohe Mauer abgeschlossen. In dieser Umfassungsmauer befinden sich mehrere Pforten, zu denen die in den verschiedenen Werkstätten arbeitenden Arbeiter zu bestimmten Zeiten ein- und ausgelassen werden. Jeder dieser Eingänge entspricht einem bestimmten Departement und gewissen Werkstätten, so daß also z. B. die Arbeiter des Kanonenbohrwerks nur zur ersten Pforte, die in den Stellmacherwerkstätten beschäftigten nur zur zweiten Pforte, die in den Schmieden arbeitenden nur zur dritten Pforte u. s. w. ein- und ausgehen.

Während der täglichen Arbeitszeit von früh 6 Uhr bis Abends 6 Uhr, sind zwei Pausen gestattet, die eine nach fünfstündiger Arbeit von 11 bis 12 Uhr zum Genuß des Mittagsbrodes, die zweite nach drei und einhalbstündiger Arbeit, von $3\frac{1}{2}$ bis 4 Uhr zum Vesperbrod. Außer zu diesen Ruhezeiten wird unter keiner Bedingung einem Arbeiter gestattet, das Arsenal zu verlassen.

Jeder Arbeiter wird, wenn er in Arbeit tritt, dem Namen nach unter einer Nummer in ein Buch eingetragen und erhält gleichzeitig drei Marken. Auf jeder derselben ist die Nummer, unter welcher des Arbeiters Name im Buche steht, geprägt. Diese Marken sind wohl von gleicher Größe, etwa der eines Thalers, aber von verschiedener Farbe, nämlich weiß (diese sind von Zinn), gelb (diese sind von Messing) und braun (diese sind von Kupfer). Jede entspricht einer der Schichten, in die der Tag, wie vorhin erwähnt, eingetheilt ist, und ist daher für den Arbeiter von verschiedenem Werth. Die weiße Marke entspricht der fünfstündigen Schicht von früh 6 bis 11 Uhr, die gelbe der dreieinhalbstündigen von 12 bis $3\frac{1}{2}$ Uhr und die braune der zweistündigen Schicht von 4 bis 6 Uhr, d. i. bis zum Feierabende.

Bei Beginn jeder dieser drei Schichten wird geläutet und an jedem Eingange für den Eintritt der Arbeiter in das Arsenal 10 Minuten Zeit gelassen, während welcher Frist das Läuten fortdauert. Wer nach Verlauf der 10 Minuten, sobald das Läuten aufgehört hat, nicht gekommen ist, wird nicht mehr eingelassen und verliert den Betrag der nächsten Arbeitsschicht an seinem Lohne.

Der Gebrauch der Marken und die dadurch bewirkte Controle ist nun folgende:

An jedem Eingange steht ein sogenanntes Controlbüreau, an welchem jeder eintretende Arbeiter vorüber muß, um zu der betreffenden Werkstätte zu gelangen. In der Fronte jedes dieser Häuschen befinden sich die Oeffnungen dreier (oder je nach der passirenden Arbeiterzahl von mehreren oder weniger) Kästchen, die an der inneren Wand angebracht sind (siehe Figur 11). In eine dieser Oeffnungen (ähnlich wie bei Briefkästen) steckt bei jedesmaligem Eintritt in das Arsenal jeder Arbeiter eine seiner Marken, und zwar früh die weiße, nach dem Mittagsbrod die gelbe und nach dem Vesper die braune. Die zu diesen verschiedenen Zeiten, je nach der Höhe der Nummer der Marken, in eine Oeffnung gesteckten Marken fallen jedesmal in einen anderen Kasten. Dies wird dadurch bewirkt, daß der Controleur im Innern seines Häuschens früh den obersten Kasten m unter die Oeffnung schiebt, beim Beginn der zweiten Arbeitsschicht zieht er diesen zurück, so daß die gelben Marken nur in den zweiten Kasten n fallen können. Nachdem auch dieser zurückgezogen worden, können die beim Beginn der letzten Arbeitsschicht eingehenden Marken nur noch in den dritten Kasten v fallen. In Fig. 12 bedeutet r einen Ring oder sonstigen Griff, um den Klotz k, durch den die Oeffnung für die Marken hindurchgeht, und an dessen Stirnseite, wie in Fig. 11 angedeutet, die Nummern der Marken, welche in den betreffenden Kasten gehören, angeschrieben sind, hereinziehen und so die Einwurfsöffnung verschließen zu können.

Die sich so in jedem Kasten vorfindenden Marken werden sogleich nach jedesmaliger Schließung des betreffenden Einganges auf ein Brett, welches ähnlich wie ein Schrift-

setzerkasten in circa 200 fortlaufend nummerirte, dem Durchmesser der Marken angemessene Fächer eingetheilt ist, gesteckt, und zwar in jedes Fach stets nur die mit ihm gleichnummerirten Marken. Früh, wenn alle Arbeiter eingetreten sind, muß sich unter jeder Nummer des Brettes die weiße Marke finden, nach Mittag die weiße und gelbe und nach Vesper die weiße, gelbe und braune. Hat ein Arbeiter den Eintritt zu einer Zeit versäumt, so fehlt unter seiner Nummer, in dem Fache des Controlbrettes, die entsprechende Marke.

Es hat noch nie ein Arbeiter die Marke für einen Abwesenden eingesteckt, da dies sofort, ohne Nachsicht, Bestrafung wegen Betrugs nach sich zieht. Durch den Vormann jeder Werkstätte würde das Fehlen eines Arbeiters auch sogleich entdeckt werden, da jener über die Anwesenheit der Arbeiter in der Werkstatt an das Controlbüreau zu berichten hat.

Wenn die Arbeiter des Abends aus dem Arsenal gehen, finden sie am Büreau das Controlbrett offen ausgelegt, damit sich ein jeder ebensowohl von der richtigen Notiznahme seiner Anwesenheit überzeugen, als auch die bei seiner Nummer steckenden Marken heraus und an sich nehmen kann, um sie den folgenden Tag in gleicher Weise von Neuem zu gebrauchen.

Jeden Sonnabend, dem Tage der Lohnzahlung, findet jeder Arbeiter in dem Fache des Controlbrettes neben seinen Marken ein kleines, ebenfalls mit der Nummer, welche der Arbeiter führt, bedrucktes Billet, auf dem der Betrag seines Lohnes, der Zeit der täglichen Anwesenheit während der Woche entsprechend, bemerkt ist. Mit diesem Billetchen begiebt sich der Arbeiter zur Zahlung, welche durch das Controlbüreau schon so weit vorbereitet ist, daß sie in einer bloßen Austheilung der verschiedenen Lohnbeträge besteht. Zu diesem Zwecke werden letztere*) in baarem Gelde, ganz so wie alltäglich die Controlmarken in die nummerirten Fächer der Controlbretter, auf Zahlbretter, welche gerade wie jene eingetheilt und nummerirt sind, gelegt. Jedes Zahlbrett beaufsichtigt sodann ein Vormann einer Werkstatt. Die Arbeiter gehen an dem Brette, welches ihre Nummern und dabei ihren Lohn enthält, in möglichster Reihenfolge, mit dem erwähnten Billetchen in der Hand, vorüber, ein jeder ruft im Vorübergehen die Nummer seines Billets aus, erhält das Geld, welches auf derselben Nummer des Zahlbretts liegt, vom Vormann, und händigt diesem als Quittung über den richtigen Empfang seines Wochenlohns, das Billet ein, welches wieder in das Controlbüreau zurückgegeben wird.

Auf diese Weise werden sämmtliche im Arsenal zu Woolwich beschäftigten Arbeiter controlirt, und erhalten darnach allsonnabendlich ihren Lohn. Diese Zahlungen gehen mit größter Ruhe und Ordnung und dabei mit einer so wunderbaren Schnelligkeit von Statten, daß vierhundert Mann (jeder einzeln) in elf Minuten im Besitz ihres Lohnes sind.

*) Vom Zahlmeister nach den Listen des Controlbüreaus.

Neuer Isolator für Telegraphendrähte.

Von

Gustav Werther,

Civilingenieur.

(Hierzu Taf. 19, Fig. 4—10.)

Wer noch im Jahre der großen Londoner Ausstellung einige der England nach so vielen verschiedenen Richtungen durchschneidenden Eisenbahnen bereist hat, konnte bemerken, wie hier die Drahtleitungen der electrischen Telegraphen, die sich gewöhnlich in bewundernswürdig vielfacher Anzahl den Bahnen entlang ziehen, durch so vielerlei Formen von Isolatoren gegen Ableitung der electrischen Strömung geschützt waren. Es durfte dieser Umstand wohl zu der Vermuthung Anlaß geben, daß wahrscheinlich keine von allen jenen Formen den Vorzug vor den übrigen verdiene, oder daß erst noch die Erfindung einer vollkommneren Isolirungsweise der Drähte geschehen müsse, ehe die Säulen, an welchen die Drähte aufgehangen sind, an den verschiedenen Telegraphenlinien ein gleichmäßigeres Ansehen erhalten würden. Das letztere scheint sich bestätigt zu haben, denn als ich im nächstfolgenden Jahre England wieder besuchte, fand ich die allerlei Isolationsweisen der Telegraphendrähte durch eine einzige, und zwar von den früheren ziemlich verschiedene verdrängt. Dieselbe ist gegenwärtig in England überall da in Gebrauch, wo die Electric Telegraph Company auf das Telegraphenwesen Einfluß übt und soweit, als sich ihre eigenen eisernen Nervenfäden über das Land erstrecken, um die verschiedenen Glieder des gesellschaftlichen Körpers zu beleben, zu den mannigfachsten Verrichtungen anzuregen und fortwährend in emsiger Thätigkeit zu erhalten. Auch ist diese Art der Isolirung schon nach Belgien einge-

fährt und wird daſelbſt bei neu anzulegenden Drahtleitungen benutzt.

In den Figuren 4 bis 7 iſt ein ſolcher Iſolator einzeln, und in Fig. 8, 9 und 10 deſſen Anbringung an den Telegraphenſäulen abgebildet. Die Fig. 4 bis 7 ſind in halber natürlicher Größe, hingegen Fig. 8, 9, und 10 nur in $^1/_{10}$ derſelben gezeichnet. Der eigentliche Iſolirkopf, deſſen Bild die Fig. 4 unverändert veranſchaulicht, beſteht aus dem Körper S aus gemeinem grauen Steinzeug (crockery), und iſt äußerlich nur mit Salzglaſur überzogen. Der untere kugelförmige Theil deſſelben iſt zur Aufnahme des Leitungsdrahtes d einen halben Zoll weit durchbohrt. Durch den Schlitz e (Fig. 4 und 5) wird der Draht eingelegt. In den oberen umgekehrtkegelförmigen Theil iſt, behufs der Befeſtigung der Köpfe an die hölzernen Querarme der Telegraphenpfähle (Fig. 8, 9, 10), ein eiſerner Bolzen b ($^3/_8$ Zoll im Durchmeſſer) mit Blei, wie Fig. 5 naturgetreu wiedergiebt, eingegoſſen. Dieſen oberen Theil des Iſolirkopfes überdeckt eine Kapſel oder Glocke kk (Fig. 4, 5, 6) von ſchwachem Zinkblech, durch deren Boden oder Deckel ein Loch l (Fig. 6) geſchlagen iſt, damit ſie über den Bolzen b, wie aus den Fig. 4 und 5, 8 und 10 erſichtlich, weggeſteckt werden kann. Dieſe Kapſel, in der Fig. 4 etwas hinaufgeſchoben, in Fig. 5 aber in der erforderlichen Lage, und in Fig. 6 von oben angeſehen, gezeichnet, umſchließt den kegelförmigen Theil des Iſolators faſt ganz, und bewahrt eine ſtehende Luftſchicht um denſelben. Ehe dieſe Blechkappe, bei Verwendung der Iſolirköpfe noch übergeſteckt wird, wird die obere Fläche des ſteinernen Kopfes (in Fig. 4 bei mm), welche zu dem Zwecke, wie Fig. 5 zeigt, etwas trichterförmig geſtaltet iſt, mit dickem Mennikitte überſtrichen, damit zwiſchen dem Bolzen b und dem Loche l ja keine Näſſe durchdringen kann.

Die Telegraphenſäulen oder Pfähle tragen, wie erwähnt, die Querhölzer q, und zwar abwechſelnd an zwei gegenüberliegenden Seiten (Fig. 9). Die Befeſtigung derſelben an die Säulen iſt aus Fig. 8, 9, 10 genau zu erſehen. An jedem Ende ſind die Hölzer, behufs der Anbringung je eines Iſolirkopfes, dem Bolzen b entſprechend weit durchbohrt. Sie ſind von hartem Holze, und damit dieſes zu Gunſten der Iſolation recht trocken bleibe, gewöhnlich mit grauer Oelfarbe angeſtrichen. Nachdem die Iſolatoren an den Säulen angebracht ſind, wird der Draht (Nr. 8 der Birminghamer Drahtſcala) aufgelegt und an jedem Kopfe oder Iſolator mit ſchwachem Bindedraht (Nr. 16 der Birminghamer Scala) in der Weiſe, wie Fig. 5 angiebt, feſtgehalten. Die umwundenen Stellen (jede circa 1 Zoll lang) zu beiden Seiten jedes Kopfes werden häufig noch, da ſowohl der Leitungsdraht als auch der Bindedraht verzinkt iſt, mit Zinn überlöthet, um einer Verſchiebung des Leitungsdrahtes in ſeinem Lager vorzubeugen.

Auf dieſe Weiſe ſind gewöhnlich 8 und mehr, zwiſchen Liverpool und Mancheſter ſogar 32 Drähte längs der Bahn aufgehangen.

Bei Nebel- und Regenwetter, ſowie bei Schneefall bewährt ſich dieſe Art der Iſolirung beſonders gut.

Da wo die Drahtleitungen den Eiſenbahncurven folgen, wo alſo beim Bruche eines oder mehrerer Iſolirköpfe in Folge irgend welcher Urſache, z. B. in Folge eines Blitzſchlages oder eines heftigen Sturmwindes, die Drähte in das Fahrgleis hereinhängen und durch ihre gegenſeitige Berührung das Telegraphiren ſtören würden, ſind an die Querarme der Telegraphenſäulen ſogenannte Fangbügel, wie in Fig 8, 9 und 10 unter ff einer angegeben iſt, mit den Iſolirköpfen gleichzeitig angeſchraubt. Trennt ſich nun der Draht an einer ſolchen Stelle vom Iſolator, ſo fällt er in den eiſernen Bügel und kann keinen Schaden weiter veranlaſſen.

Dieſelbe Vorkehrung ließe ſich, für den gleichen Zweck, in ganz ähnlicher Weiſe an den Stellen, wo die Richtung der Drahtleitung eine gebrochene iſt, bei den in Sachſen gebräuchlichen Iſolirköpfen auch anbringen.

Was die Koſten der eben beſchriebenen Iſolatoren anbetrifft, ſo ſind ſie geringer als die der meiſten bei uns in Deutſchland gebräuchlichen Formen, denn es koſtet das Hundert ſteinerne Köpfe, incluſive des eiſernen Bolzens mit Schraube und Mutter und ſeiner Befeſtigung im Kopfe 9 Thaler, oder 2 Ngr. 7 Pf. das Stück. Von den Blechkapſeln koſtet das Hundert 4 Thlr. 20 Ngr., oder 1 Stück 1 Ngr. 4 Pf. Dies beträgt zuſammengenommen für 100 Stück complete Iſolatoren 13 Thlr. 20 Ngr., oder für das Stück 4 Ngr. 1 Pf.

Es werden gewöhnlich auf 1 engliſche Meile, incl. Bruch, 26 bis 27 Stück dieſer Iſolirköpfe gerechnet, das ſind circa 130 Stück auf eine geographiſche Meile.

Die Telegraphenſäulen ſtehen in England in einer gegenſeitigen Entfernung von gewöhnlich 200 bis 210 Fuß., denn man rechnet auf die engliſche Meile (das ſind 5280 engliſche Fuß) 25 Stück. Dem entſprechen circa 125 Stück auf die geographiſche Meile. In Belgien ſtehen die Säulen in faſt eben ſo weiten Zwiſchenräumen, nämlich von 50 bis 70 Meter weit.

Da man ſchon beim Setzen dieſer Säulen auf etwaige Vermehrung der Drahtleitungen Rückſicht nimmt, ſo erhalten jene zwar nicht ſogleich alle möglicherweiſe nöthig werdenden Arme auf ein Mal, ſondern werden nur an zwei entgegengeſetzten Seiten wechſelsweiſe mit Einſchnitten zu ſpäterer Aufnahme der Querhölzer q verſehen.

Es dürfte hier vielleicht noch der geeignete Ort ſein, die Dimenſionen der Telegraphenſäulen, wie ſolche in England und in Belgien zur Stützung der Drahtleitungen üblich ſind, anzureihen:

In England messen sie bei	18	Fuß	engl.	Länge	(1	am oberen Ende	5 bis 5½	Zoll;	am unteren Ende	7 Zoll im Durchm.
	22	"			"		5 bis 5½	"	"	7½ "
	28	"			"		5½ bis 6	"	"	8½ "
In Belgien	19,25	F.	sächs.	Länge	(2		3½	"	"	5¼ "
	22,75	"			(3		3½	"	"	5½ "
	26,25	"			"		3½	"	"	6 "
	31,5	"			"		3½	"	"	6½ "
	19,25	"			(4		5½	"	"	6½ "
	26,25	"			"		5½	"	"	7 "

Dabei ist noch zu bemerken, daß sämmtliche Pfähle aus Fichtenholz sind, und daß die mit (2 und (3 bezeichneten Dimensionen sich auf die Pfähle in den geradlinigen Strecken der Leitungen beziehen, hingegen die mit (4 markirten, für die in den Krümmungen liegenden Theile der Leitungen gelten, und die mit (1 angezeichneten, eben so wohl in Krümmungen als auch an geraden Strecken gebräuchlich sind. — Bei der Vergleichung dieser Dimensionen der Telegraphenpfähle an den englischen und belgischen Linien, muß man berücksichtigen, daß bei letzteren die Pfähle nie so viele einzelne Drähte zu tragen haben, wie dies bei den Telegraphenlinien Englands meist der Fall ist.

Theorie der variabeln Expansion mittelst Stephenson's Coulisse.*)

Von

Phillips,

Ingénieur des mines.

(Hierzu Taf. 18, Fig. 9 bis 14).

Die Stephenson'sche Coulisse ist eine Vorrichtung, welche jetzt an beinahe allen Locomotiven, sowie an einer großen Anzahl von Schiffsdampfmaschinen und stationären Maschinen angebracht ist, um eine variable Expansion des Dampfes hervorzubringen.

Man kennt schon längst die einfachen und leicht anwendbaren Formeln, welche dazu dienen, für eine unveränderliche Expansion die Relationen zwischen Kolben- und Schieberstellung für irgend einen Augenblick anzugeben; anders ist es aber mit der Theorie der variabeln Expansion, wie sie mittelst der Stephenson'schen Coulisse erreicht wird. Wenn man diese Theorie direct und auf dem gewöhnlichen Wege aufzustellen sucht, stößt man auf unüberwindliche Schwierigkeiten, indem man 8 oder 10 Gleichungen vom zweiten Grade mit einer eben so großen Anzahl Unbekannten erhält. Man hat daher bis jetzt eine Menge unsichere und zeitraubende Versuche mit hölzernen oder eisernen Modellen anstellen müssen, wenn man sich über die Dampfvertheilung und relative Stellung des Kolbens und Schiebers Rechenschaft ablegen wollte. Ich war so glücklich, durch neue Betrachtungsweisen und durch Anwendung augenblicklicher Rotationsmittelpunkte zu einer strengen und einfachen Feststellung dieser Theorie zu gelangen, und werde im Folgenden die Entwickelung vorführen.

Es sei OH eine horizontale, OV eine verticale Linie, beide durch den Mittelpunkt O der Triebwelle gelegt; CSC_1 die Coulisse in irgend einem Augenblicke ihrer Bewegung; S der Verbindungspunkt derselben mit der Suspensions-Kurbelstange BS und DC und D_1C_1 seien die Excentrikstangen in den entsprechenden Stellungen. Geht man von dieser Stellung der Coulisse aus, so wird dieselbe im nächsten Zeittheilchen eine kleine Rotationsbewegung um einen gewissen Punkt annehmen, um dessen Auffindung es sich hier handelt. Dieser augenblickliche Rotationsmittelpunkt, den wir mit I bezeichnen wollen, wird in der Suspensions-Kurbelstange BS liegen, denn der Punkt S beschreibt einen kleinen Bogen, der senkrecht auf der Richtung BS steht. Um die Lage des Mittelpunktes I in der Linie BS anzugeben, nennen

*) Nachstehende, den Annales des mines, T. III, entnommene Abhandlung hat der Pariser Akademie der Wissenschaften vorgelegen, und die aus Combes und Morin bestehende Commission zur Prüfung der Arbeit hat sich dahin ausgesprochen, „daß durch Phillips ein neuer Fortschritt in der Untersuchung über die so verwickelte Art und Weise der Dampfvertheilung bei Locomotiven gemacht worden ist, und daß seine Abhandlung würdig sei, in Recueil des savants étrangers aufgenommen zu werden."

wir $d\alpha$ den unendlich kleinen, von der Couliſſe durchlaufenen Winkel, wobei wir $d\alpha$ poſitiv annehmen, wenn die Bewegung der Couliſſe in der Richtung der in Fig. 9 angegebenen Pfeile ſtattfindet, hingegen negativ, wenn die Bewegung die entgegengeſetzte iſt. Es ſei $CI = \varrho$, $CK = \varrho'$ und $KD = \varrho''$, wobei CK die Verlängerung von CI und KD die Verlängerung der Excentricität OD bis zum gegenſeitigen Durchſchnitt bezeichnet. Verlängern wir eben ſo IC_1 und die Excentricität OD_1 bis zu ihrem Durchſchnitte K_1 und ſetzen $C_1I = \varrho_1$; $C_1K_1 = \varrho_1'$ und $K_1D_1 = \varrho_1''$, ſo iſt klar, daß K der augenblickliche Rotationsmittelpunkt der Excentrikſtange DC iſt, denn der Punkt C beſchreibt einen kleinen Kreisbogen, der normal auf IK, und der Punkt D einen kleinen Kreisbogen, welcher normal auf OK ſteht; aus ähnlichen Gründen iſt K_1 der augenblickliche Rotationsmittelpunkt der Excentrikſtange D_1C_1. Hiernach beſchreibt der Punkt C den kleinen Bogen $\varrho d\alpha$, ſowie ſich die Excentrikſtange DC um den Punkt K, um den unendlich kleinen Winkel $\frac{\varrho d\alpha}{\varrho'}$ und der Punkt D um den kleinen Bogen $\frac{\varrho\varrho''}{\varrho'} d\alpha$ dreht. Aus gleichen Gründen iſt der von dem Punkte D_1 beſchriebene kleine Bogen $= \frac{\varrho_1\varrho_1''}{\varrho_1'} d\alpha$. Da ſich die von den Punkten D und D_1 durchlaufenen Wege wie die Excentricitäten OD und OD_1 verhalten müſſen, ſo wird man haben:

$$\frac{\varrho\varrho''}{\varrho'} d\alpha : \frac{\varrho_1\varrho_1''}{\varrho_1'} d\alpha = OD : OD_1$$

oder

$$\frac{\varrho\varrho''}{\varrho'} : \frac{\varrho_1\varrho_1''}{\varrho_1'} = OD : OD_1 .$$

Legt man durch den Punkt I die Linie IE parallel zu CD, ſowie durch denſelben Punkt die Linie IE_1 parallel zu OD_1 und gibt die reſp. Durchſchnitte E und E_1 dieſer Parallelen mit den Verlängerungen von DC und D_1C_1 an, ſo erhält man die ähnlichen Dreiecke Δ CIE und Δ DCK und aus dieen die Proportion:

$$IE : \varrho = \varrho'' : \varrho'$$

oder

$$IE = \frac{\varrho\varrho''}{\varrho'}$$

Ebenſo folgt aus den ähnlichen Dreiecken Δ C_1IE_1 und Δ CD_1K_1:

$$IE_1 : \varrho_1 : = \varrho_1'' : \varrho_1'$$

oder

$$IE_1 = \frac{\varrho_1\varrho_1''}{\varrho_1'}$$

Diſe Werthe von IE und IE_1 in die obige Proportion:

$$\frac{\varrho\varrho''}{\varrho_1} : \frac{\varrho_1\varrho_1''}{\varrho_1'} = OD : OD_1 \text{ ſubſtituirt,}$$

giebt:

$$IE : IE_1 = OD : OD_1 .$$

Dieſer Gleichung muß der geſuchte Punkt I Genüge leiſten. Um den Punkt I alſo zu beſtimmen, wird man beide Excentrikſtangen bis zu ihrem Durchſchnitte A verlängern und die Verbindungslinie AO ziehen, der Durchſchnitt I der Verlängerung dieſer mit der Suspenſionskurbelſtange BS wird der geſuchte Punkt ſein, denn man hat, da IE und IE_1 reſp. parallel zu OD und OD_1 ſind:

$$IE : OD = AI : AO \quad \text{und}$$
$$IE_1 : OD_1 = AI : AO$$

daher

$$IE : IE_1 = OD : OD_1 .$$

In der Praxis ſind die Excentricitäten OD und OD_1 einander gleich, daher hat man auch:

$$IE = IE_1 .$$

Oben fanden wir, daß der Punkt D einen kleinen Bogen $= \frac{\varrho\varrho''}{\varrho'} d\alpha$ beſchreibt, da nun $\frac{\varrho\varrho''}{\varrho'} = IE$ iſt, ſo iſt der von D durchlaufene Bogen auch $IE . d\alpha$ oder wenn wir $IE = h$ ſetzen, $= h\,d\alpha$.

Nennen wir den Winkel, welchen die Excentricität oder die Triebwelle beſchreibt, $= \omega$, und zwar ſei dieſer Winkel poſitiv, wenn die Bewegung in der Richtung der in Fig. 9 angegebenen Pfeile erfolgt, und negativ, wenn die Bewegung entgegengeſetzt iſt, ſo wird $d\omega$ der unendlich kleine Winkel ſein, um welchen ſich die Welle dreht, während die Couliſſe eine Drehung um den Winkel $d\alpha$ ausführt. Iſt r die Excentricität, ſo iſt der vom Punkte D zurückgelegte unendlich kleine Bogen $rd\omega$ und daher nach dem Vorhergehenden:

$$rd\omega = hd\alpha$$

oder

$$1) \qquad d\alpha = \frac{r}{h} . d\omega$$

Aus dem Vorſtehenden läßt ſich ein einfaches Verfahren ableiten, um mittelſt Conſtruction, wenn die Elemente der Dampfvertheilung gegeben ſind, alle Fragen in Bezug derſelben, alſo über den Dampfeintritt, die Expanſion, den Dampfaustritt u. ſ. w. zu beantworten. Es genügt, die Excentriks um einen ſo kleinen Winkel zu drehen, daß man die Bewegung der Couliſſe als eine Rotation um einen feſten Punkt betrachten kann. Die Lage dieſes Mittelpunktes I beſtimmt ſich nach dem oben gegebenen Verfahren. Von dieſem Punkte aus beſchreibt man zwei Kreiſe mit den Halbmeſſern IC und IC_1, und ſucht ihre reſp. Durchſchnitte mit zwei anderen Kreiſen, die man mit den Längen der Excentrikſtangen als Halbmeſſer von den neuen Lagen der Punkte D und D_1 aus beſchrieben hat. Man erhält daher die neue Lage der Couliſſe und hieraus den Weg desjenigen Punktes der Couliſſe, welcher eben die Bewegung des Schiebers leitet, alſo den Weg des Schiebers ſelbſt.

Dieſes Verfahren könnte man für jeden einzelnen Expanſionsgrad wiederholen, wodurch daſſelbe allerdings ſehr

weitläufig wird. Es ist aber nur nöthig, die verschiedenen Lagen der Coulisse für einen bestimmten Fall, während einer Umdrehung des Krummzapfens aufzuzeichnen, indem man den Lauf des Schiebers für die übrigen Expansionsgrade dadurch erhält, daß man durch diejenigen Punkte der Coulisse, welche den verschiedenen Expansionsgraden entsprechen, Horizontalen legt.

Bevor auf die mathematische Theorie der Coulisse näher eingegangen werden soll, und die Formeln entwickelt werden, welche dazu dienen, für die verschiedenen Expansionsgrade und für jeden Augenblick die gegenseitige Stellung des Schiebers und Kolbens anzugeben, mag zuvörderst das Voreilen des Schiebers näher betrachtet werden.

Nehmen wir die Coulisse im todten Punkte befindlich an, d. h. den Schieber in seiner mittleren Stellung, und den Krummzapfen horizontal, also den Kolben am Ende seines Laufes. In dieser Stellung, welche dem vollständigen Dampfabschlusse entspricht, wird ein gewisses Voreilen des Schiebers stattfinden müssen. Stellen wir uns jetzt vor, es finde keine Drehung der Triebwelle statt, sondern man lasse nur mit Hilfe der Suspensionskurbelstange die Coulisse auf- und absteigen, so wird in Folge dessen der Schieber mit allen den verschiedenen Expansionsgraden entsprechenden Punkten der Coulisse in Verbindung gelangen. Es ist klar, daß bei dieser Bewegung die verschiedenen Punkte der Coulisse so genau als möglich denselben Punkt der Horizontalen OH (Fig. 9) durchlaufen müssen, damit das Voreilen des Schiebers möglichst wenig variirt. Wenn, wie eben vorausgesetzt, die Punkte D und D_1 fest stehen, und die Coulisse nur mittelst der Suspensionsstange auf- und abbewegt wird, so ist der Punkt A der augenblickliche Rotationsmittelpunkt der Coulisse, und da dieselbe durch den Punkt M der Horizontalen OH geht, so wird $AC = AC_1 = AM$ der Halbmesser der Coulisse sein müssen. Um diesen Halbmesser zu bestimmen, nennen wir die Länge der Coulisse $= 2c$; das Complement desjenigen Winkels, um welchen die Excentricität von der Richtung des Krummzapfens abweicht, oder das Complement des Winkels des Voreilens $= \vartheta$ (den wir für beide Excentriks gleich annehmen), und die Länge der Excentrikstangen $= d$. Wenn die Coulisse im todten Punkte ist, also vertical steht, so ist sie parallel zu DD_1, der Punkt A liegt in der Horizontalen OH und man hat, wenn wir annähernd $PM = d$ setzen:

$$AM : AM - d = CM : DP = c : r \sin \vartheta;$$

oder

$$AM : d = c : c - r \sin \vartheta$$

woraus

$$AM = \frac{cd}{c - r \sin \vartheta} \quad \text{folgt.}$$

In dem Maße, als die Coulisse sinkt, hört sie allerdings auf, vertical zu stehen, folglich parallel zu DD_1 zu sein; die Differenz ist aber klein genug, um vernachlässigt zu werden, denn die ganze Drehung der Coulisse bis sie in ihre tiefste Stellung gelangt, findet um einen Winkel statt, der wenig von dem Winkel COM abweicht. In der Praxis ist dieser Winkel nicht größer als 5 bis 6°. Außerdem verändert der Mittelpunkt A seine Lage ebenfalls ein wenig, je nach der Stellung der Coulisse, der Winkel AOH' überschreitet aber 5 bis 6° nicht, und der Punkt A bleibt immer gleich weit von der Coulisse entfernt, so daß man unverändert

$$AM = \frac{cd}{c - r \sin \vartheta} \quad \text{setzen kann.}$$

Wenn man also den Halbmesser der Coulisse nach dieser Formel berechnet, wird man für alle Expansionsgrade dasselbe Voreilen haben; das ist aber unmöglich, denn nimmt man an, die Welle habe sich um 180° gedreht, so wird der Kolben am andern Ende seines Laufes angekommen sein, und in diesem Falle sind die beiden Excentrikstangen gekreuzt und nicht wie es Fig. 9 zeigt, gegen einander geneigt. In diesem zweiten Falle liegt der Rotationsmittelpunkt zwischen dem Punkte O und der Coulisse, aber immer in der Nähe von O, und wenn wir diesen neuen Rotationsmittelpunkt A' nennen, so wird man auf demselben Wege wie oben erhalten:

$$A'M = \frac{cd}{c + r \sin \vartheta}.$$

Nach dieser Formel müßte also für die zweite von uns gewählte Stellung, wo der Zutritt des Dampfes auf der entgegengesetzten Seite des Kolbens stattfindet, der Halbmesser ein anderer, als der oben gefundene sein, wenn man für alle Expansionsgrade dasselbe Voreilen erreichen wollte.

Man findet demnach zwei unvereinbare Bedingungen für den Halbmesser der Krümmung der Coulisse, und wird in Folge der Unmöglichkeit, sie nach beiden Halbmessern zu krümmen, sie nach einem Kreisbogen herstellen dessen Halbmesser mitten innen liegt. Nimmt man aus biden Werthen das Mittel, und nennt den hieraus hervorgehenden Krümmungshalbmesser der Coulisse R, so folgt:

$$R = d \times \frac{c^2}{c^2 - r^2 \sin^2 \vartheta}.$$

Man hat auch wirklich durch Versuche an Modellen gefunden, daß der Krümmungshalbmesser der Coulisse wenig größer als ihre Entfernung vom Mittelpunkte der Triebwelle sein müsse, wie es obige Formel verlangt.

Es ist aber noch genauer, diesen Halbmesser so zu wählen, daß die Veränderungen im Voreilen, an beiden Enden des Kolbenlaufes gleich sind, wenn die Coulisse vom todten Punkte aus nach einem ihrer Enden verschoben wird.

Wenn man setzt:

$$\frac{cd}{c - r \sin \vartheta} = R' \text{ und } \frac{cd}{c + r \sin \vartheta} = R$$

so hat man zur Bestimmung von R die Gleichung:

$$\frac{c^2}{2R''} - \frac{c^2}{2R} = \frac{c^2}{2R} - \frac{c^2}{2R'},$$

woraus, wenn man die Werthe von R' und R'' einsetzt

$$R = d \quad \text{folgt.}$$

Es ist also der Krümmungshalbmesser der Coulisse genau gleich der Länge der Excentrikstangen zu machen.

Es mag nun zuvörderst untersucht werden, welche Folgen es hat, daß der Krümmungshalbmesser der Coulisse nicht genau so gewählt werden kann, wie es die Theorie giebt. Setzen wir zuerst den Fall, wie er in Fig. 9 dargestellt ist, wo die Excentrikstangen die dort gezeichnete Stellung haben und der Krummzapfen sich in der Lage OH' befindet, so wird der Zutritt des Dampfes eben beginnen oder eben begonnen haben. Läßt man nun die Coulisse ganz herab, bringt sie also aus dem todten Punkte dahin, wo sie den stärksten Dampfzutritt gestattet, so wird ihr Rotationsmittelpunkt in A liegen und der theoretische Halbmesser $AM > R$ sein; hieraus folgt, daß der Punkt C dem Punkt O um ein wenig näher, als der Punkt M liegen wird. Eben so wird für den Dampfzutritt auf der anderen Seite des Kolbens, wobei beide Excentrikstangen gekreuzt sind und sich der Krummzapfen in OH befindet, der theoretische Halbmesser $A'M < R$ sein und in dieser zweiten Periode wird der Punkt C etwas weiter vom Punkte O entfernt sein als der Punkt M. Es folgt daraus, daß für den Fall, wo beide Excentrikstangen die in Fig. 9 angegebene Stellung haben, das Voreilen desto größer ist, jemehr man expandirt und daß für den Fall, wo sich beide Excentrikstangen kreuzen das Umgekehrte stattfindet, daß sich nämlich das Vorelen vermindert, je stärker man expandirt.

In dem einen, wie in dem andern Falle sind für die verschiedenen Expansionsgrade die Veränderungen in dem Voreilen nur gering, denn sie sind immer geringer, als die Pfeilhöhe des Bogens CMC_1, die nie mehr als einige Millimeter beträg.

Uebrigens würden sich diese Veränderungen leicht berechnen lassen, denn sie sind nichts anderes, als die Differenz der Pfeilhöhen der dem theoretischen und wirklichen Halbmesser entsprechenden Bögen zwischen dem todten Punkte M und den Punkte der Coulisse, der der stärksten Expansion entspricht.

Um die Formeln aufzustellen, welche dazu dienen, die Bewegung des Schiebers und Kolbens zu vergleichen, ist es nothwendig, für irgend einen Augenblick den Winkel α zu kennen, den die Sehne des Coulissenbogens mit der Verticalen einschließt, welcher Winkel nichts anderes, als der schon erwähnte ist, um welchen sich die Coulisse aus ihrer verticalen Lage gedreht hat.

Um den Winkel α zu bestimmen, setze man voraus, die Coulisse bleibe im todten Punkte. Da der augenblickliche Rotationsmittelpunkt der Coulisse, wenn sich dieselbe durch Einwirkung der Suspensionskurbelstange bewegt, und die Punkte D und D_1 fest gedacht werden, im Durchschnittspunkte der beiden Excentrikstangen, d. h. nahe bei O liegt, so folgt, daß der Winkel, um welchen sich die Coulisse dreht, immer wenig von $\angle$ COM verschieden ist, der in der Praxis, wie schon erwähnt, höchstens 5 bis 6° beträgt. Hierbei erwähne ich noch, daß, wie sich unten erweisen wird, der Einfluß dieses Fehlers um so geringer ist, je näher der Punkt der Coulisse, welcher eben die Bewegung des Schiebers leitet, dem Punkt C liegt.

Eine andere Betrachtung, welche die Frage vereinfacht, besteht darin, daß für ein und denselben Werth des Winkels ω, d. h. wenn die Punkte D und D_1 fest gedacht werden, der Schieber auch von ein und demselben Punkte der Coulisse geführt wird und man daher von der Betrachtung der Suspensionskurbelstange ganz absehen und sie in jedem beliebigen Punkte angebracht denken kann. Nehmen wir auch an, es sei eben die Lage und Größe der Suspensionskurbelstange verändert worden, so wird sich die Coulisse, um die entsprechende Stellung einzunehmen, nur um die augenblicklichen Rotationspunkte, wie Punkt A, drehen können. Dann würde aber ein anderer Punkt der Coulisse in die Horizontale OH zu liegen kommen, und daher der Punkt, durch welchen der Schieber geleitet wird, verändert werden; dieser Punkt soll aber für einen und denselben Expansionsgrad immer nahe derselbe bleiben. Die ganze Einwirkung der Suspensionskurbelstange beschränkt sich daher nur darauf, die Coulisse wenig zu heben oder zu senken und erstere wird immer ziemlich parallel zu sich bleiben, weshalb der Einfluß auf den Winkel α immer nur sehr gering sein wird.

Um den Winkel α zu bestimmen, nehmen wir an, die Coulisse sei in ihrem Mittelpunkte M durch die verticale Stange FMF', deren Rotationsmittelpunkt unendlich weit entfernt sein wird, unterstützt. Hieraus folgt, daß der Punkt M gezwungen ist, sich in der Richtung der Horizontalen OH zu bewegen.

Nehmen wir jetzt die im Anfang entwickelte Gleichung:

$$(1) \qquad d\alpha = \frac{r}{h} \cdot d\omega$$

wieder vor, so handelt es sich darum, das Verhältniß

$$\frac{r}{h} = \frac{AO}{AI} \text{ zu bestimmen.}$$

Statt dieses Verhältnisses $\frac{AO}{AI}$ kann man auch das Verhältniß der Projectionen dieser Linien auf die Horizontale OH nehmen, welches unter der vorausgesetzten Anordnung der Suspensionskurbelstange ist:

$$\frac{H'O}{H'M} = \frac{H'O}{H'O + OM}$$

Da sich die Entfernung OM bei der Bewegung der Coulisse wenig und in einer noch unbekannten Weise ändert, so nehmen wir vorläufig annähernd OM = d, welches übrigens, wie wir unten sehen werden, genau ihr mittlerer Werth ist. Eben so nehmen wir OT = d, indem wir für OM den constanten Werth OT wählen. Durch den Punkt T legen wir die Verticale LTL′ und setzen TN = TN′ = c. Als letzte Vereinfachung nehmen wir noch, um den Punkt A zu bestimmen, an, daß die beiden Verbindungslinien DC und D_1C_1 durch DN und D_1N' ersetzt werden, was von wenig Einfluß sein wird, da die letzterwähnten Geraden den Richtungen DC und D_1C_1 stets sehr nahe liegen.

Fassen wir alle die Vereinfachungen zusammen, so sieht man, daß es beim Aufsuchen des Verhältnisses $\frac{r}{h}$ auf die Bestimmung des Verhältnisses $\frac{H'O}{H'O+d}$ ankommt, wobei H′ die Projection des Punktes A und der Punkt A selbst der Durchschnitt der beiden Geraden DN und D_1N' ist.

Zu diesem Zwecke betrachten wir die durch den Punkt O gehende Horizontale und Verticale als Coordinatenaxen und die x in der Richtung OH positiv und die y positiv in der Richtung OV′.

Für die Gleichungen der Linien DN und D_1N' findet man beziehentlich:

$$y + c = k\,(x - d) \quad \text{und}$$
$$y - c = k'\,(x - d)$$

indem wir der Abkürzung wegen setzen:

$$\frac{-c + r\sin(\vartheta-\omega)}{d - r\cos(\vartheta-\omega)} = k \quad \text{und} \quad \frac{c - r\sin(\vartheta+\omega)}{d - r\cos(\vartheta+\omega)} = k'$$

Aus den beiden Gleichungen der Linien ergiebt sich:

$$x - d = \frac{2c}{k-k'} \quad \text{und} \quad x = \frac{d(k-k') + 2c}{k-k'}$$

daher

$$\frac{x}{x-d} = \frac{2c + d(k-k')}{2c} = 1 + \frac{d}{2c}(k-k')$$

Da nun aber:

$$\frac{H'O}{H'O+OT} = \frac{-x}{-x+d} = \frac{x}{x-d} \text{ ist, so folgt:}$$

$$\frac{H'O}{H'O+OT} \text{ oder } \frac{r}{h} = 1 + \frac{d}{2c}(k-k')$$

und endlich

$$2)\quad \frac{d\alpha}{d\omega} = 1 + \frac{d}{2c}\left[\frac{r\sin(\vartheta-\omega)-c}{d-r\cos(\vartheta-\omega)} + \frac{r\sin(\vartheta+\omega)-c}{d-r\cos(\vartheta+\omega)}\right].$$

Diese Gleichung ist zu integriren.

Es ist nämlich:

$$\int \frac{r\sin(\vartheta-\omega)}{d-r\cos(\vartheta-\omega)}\,d\omega = -\log[d - r\cos(\vartheta-\omega)];$$

und

$$\int \frac{r\sin(\vartheta+\omega)}{d-r\cos(\vartheta+\omega)}\,d\omega = \log[d - r\cos(\vartheta+\omega)].$$

Beide Ausdrücke addirt, geben:

$$\log\left[\frac{d - r\cos(\vartheta+\omega)}{d - r\cos(\vartheta-\omega)}\right] =$$
$$= \log\left\{\frac{1 + r[\cos(\vartheta-\omega) - \cos(\vartheta+\omega)]}{d - r\cos(\vartheta-\omega)}\right\}.$$

Da nun $\cos(\vartheta-\omega) - \cos(\vartheta+\omega) = 2\sin\vartheta\sin\omega$ ist und $r\cos(\vartheta-\omega)$ gegen d vernachlässigt werden kann, so hat man:

$$\log\left(1 + \frac{2r\sin\vartheta\sin\omega}{d}\right).$$

Entwickelt man diesen Logarithmus in einer Reihe und berücksichtigt, daß $2r\sin\vartheta\sin\omega$ sehr klein im Verhältniß zu d ist, so folgt:

$$\log\left(1 + \frac{2r\sin\vartheta\sin\omega}{d}\right) = \frac{2r\sin\vartheta\sin\omega}{d}$$

und daher:

$$\frac{d}{2c}\left[\int \frac{r\sin(\vartheta-\omega)}{d-r\cos(\vartheta-\omega)}\,d\omega + \int \frac{r\sin(\vartheta+\omega)}{d-r\cos(\vartheta+\omega)}\,d\omega\right] =$$
$$= \frac{r}{c}\sin\vartheta\sin\omega.$$

Von der andern Seite ist:

$$\frac{d}{2c}\cdot\frac{-c}{d-r\cos(\vartheta-\omega)} = -\frac{1}{2 - 2\frac{r}{d}\cos(\vartheta-\omega)},$$

da man aber

$$\frac{r\cos(\vartheta-\omega)}{d}$$

vernachlässigen kann, so läßt sich setzen:

$$\frac{d}{2c} = -\frac{1}{2};$$

und mit demselben Rechte:

$$\frac{d}{2c}\cdot\frac{-c}{d-r\cos(\vartheta+\omega)} = -\frac{1}{2}.$$

Die Gleichung (2) verändert sich also in:

$$\frac{d\alpha}{d\omega} = 1 - \frac{1}{2} - \frac{1}{2} + \frac{d}{2c}\left[\frac{r\sin(\vartheta-\omega)}{d-r\cos(\vartheta-\omega)} + \frac{r\sin(\vartheta+\omega)}{d-r\cos(\vartheta+\omega)}\right].$$

Diese Gleichung nach dem Vorhergesagten integrirt und reducirt und die Integrationsconstante C gesetzt, giebt:

$$\alpha = C + \frac{r}{c}\sin\vartheta\sin\omega.$$

Um die Constante C zu bestimmen, beachte man, daß der Winkel α, den die Sehne CC_1 der Coulisse mit der Verticalen bildet = 0 ist, wenn $\omega = 0$ ist, d. h. wenn die Excentricitätshalbmesser OD und OD_1 gegen die Verticale gleich geneigt sind; es folgt also C = 0 und daher

$$3)\qquad \alpha = \frac{r}{c}\sin\vartheta\sin\omega$$

Um diesen Winkel zu bestimmen, haben wir vorausgesetzt, daß die Excentrikstangen, die in Fig. 9 angedeutete Lage haben, wo der Endpunkt des vorwärts gehnden

Excentrikhalbmessers mit dem Punkte C am obern Theile der Coulisse verbunden ist. Sind aber die Excentrikstangen gekreuzt, d. h. ist das Excentrik für den Vorwärtsgang mit dem Punkte C_1 verbunden, so kann man in ähnlicher Weise wie in dem ersten Falle den Winkel α bestimmen.

Man findet ihn aber auch sofort, wenn man in obige Formel das c in $-c$ umändert, wonach man hat:

$$4) \qquad \alpha = -\frac{r}{c}\sin\vartheta\sin\omega.$$

Die Formeln 3) und 4) lassen erkennen, daß der Winkel α in allen Fällen $= 0$ ist, wenn $\omega = 0$ und $\omega = 180^0$ ist, und daß ein Maximum eintritt für $\omega = 90^0$; daß ferner für zwei Werthe von ω, die um 180^0 differiren, α zwei gleiche Werthe aber mit entgegengesetzten Zeichen hat, und daß α stets dieselben zwei Werthe wieder annimmt für gleiche Differenzen zwischen ω und 90^0. Obigen Gleichungen nach ist also α unter sonst gleichen Verhältnissen direct proportional dem Halbmesser der Excentricität und dem Sinus des Winkels ϑ und umgekehrt proportional der Länge der Coulisse; überdies ist aber dieser Winkel unabhängig von der Länge der Excentrikstange, wenn sonst diese Länge groß genug ist.

Es handelt sich nun darum, den Lauf des Schiebers näher zu bestimmen. Nehmen wir an, derselbe werde durch einen Punkt G der Coulisse geleitet, und es sei $OU = x$ und $CU = u$, wobei also U derjenige Punkt der Coulisse ist, durch den, wenn von ihm aus die Bewegung des Schiebers erfolgt, eine gewisse Expansion erreicht wird. (Fig. 10.)

Ich nehme in der Folge an, daß die Verticale $CI = u\cos\alpha$; man kann aber $\cos\alpha$ durch 1 ersetzen, weil $1-\cos\alpha < \frac{\alpha^2}{2}$ und $\frac{\alpha^2}{2}$ immer vernachlässigt werden kann, wie man sich leicht überzeugt; es ist daher u an die Stelle von CI zu setzen. Es ist jetzt ersichtlich, wenn man die verschiedenen Linien projicirt: daß

$$x = r\cos(\vartheta-\omega) + \sqrt{d^2-[u-r\sin(\vartheta-\omega)]^2} - u\sin\alpha.$$

Nun ist aber:

$$\sqrt{d^2-[u-r\sin(\vartheta-\omega)]^2} = d\left\{1-\frac{[u-r\sin(\vartheta-\omega)]^2}{d^2}\right\}^{\frac{1}{2}} =$$

$$= d\left\{1-\frac{(u-r\sin(\vartheta-\omega)]^2}{2d^2}\right\}$$

denn der Bruch $\frac{[u-r\sin(\vartheta-\omega)]^2}{d^2}$ ist klein genug, um bei seiner Entwickelung in eine Reihe sein Quadrat und seine höheren Potenzen vernachlässigen zu können. Es ist also:

$$\sqrt{d^2-[u-r\sin(\vartheta-\omega)]^2} = d - \frac{u^2}{2d} + \frac{ur}{d}\sin(\vartheta-\omega)$$

wenn man noch das Glied $-\frac{r^2}{2d}\sin^2(\vartheta-\omega)$ vernachlässigt.

Es bleibt noch übrig, das Glied $u\sin\alpha$ umzuformen; man kann aber wegen der Kleinheit von α setzen:

$$u\sin\alpha = u\alpha \quad \text{denn}$$

$$\alpha - \sin\alpha < \frac{1}{6}\alpha^3$$

daher unter Berücksichtigung von Gleichung 3):

$$u\sin\alpha = \frac{ur}{c}\sin\vartheta\sin\omega,$$

wenn man voraussetzt, die Excentrikstangen haben die in Fig. 9 angegebene Lage. Nach allem eben Erwähnten hat man:

$$x = r\cos(\vartheta-\omega) + d - \frac{u^2}{2d} + \frac{ur}{d}\sin(\vartheta-\omega) - \frac{ur}{c}\sin\vartheta\sin\omega.$$

Der Krümmungshalbmesser der Coulisse soll aber $= d$ sein, wie wir oben gesehen haben; es ist hiernach die Pfeilhöhe UG, die sehr klein ist, sehr genau $= \frac{u^2}{2d}$ und man hat daher:

$$OG = x + \frac{u^2}{2d} = r\cos(\vartheta-\omega) + d + \frac{ur}{d}\sin(\vartheta-\omega) -$$

$$-\frac{ur}{c}\sin\vartheta\sin\omega \qquad \text{und}$$

$$OG - d = r\cos(\vartheta-\omega) + \frac{ur}{d}\sin(\vartheta-\omega) - \frac{ur}{c}\sin\vartheta\sin\omega.$$

Für zwei Werthe von ω, die um 180^0 differiren, sind hiernach die Werthe von $OG-d$ gleich aber mit entgegengesetzten Zeichen versehen. Man sieht ferner, wie schon erwähnt, daß der Punkt G der Coulisse, wenn man $OT = d$ nimmt, gleichmäßig vom T aus nach beiden Seiten hin oscillirt, und daß zwei verschiedenen symmetrischen Lagen immer zwei Winkel entsprechen, die um 180^0 verschieden sind. Setzen wir $OG - d = \xi$, so ergiebt sich:

$$5) \qquad \xi = r\cos(\vartheta-\omega) + \frac{ur}{d}\sin(\vartheta-\omega) - \frac{ur}{c}\sin\vartheta\sin\omega,$$

eine Formel, welche für den Fall, wo die Excentrikstangen die in Fig. 9 angegebene Lage haben, den Lauf des Schiebers für die verschiedenen Expansionsgrade beim Vorwärtsgange giebt. Sie giebt ihn auch für die verschiedenen Expansionsgrade beim Rückwärtsgange, dabei variirt aber u zwischen c und 2c, während es beim Vorwärtsgange nur zwischen 0 und c variirt. Es kommt immer darauf an, den Werth von u möglichst klein zu machen, damit in der Formel $u\sin\alpha$ oder $u\alpha = \frac{ur}{c}\sin\vartheta\sin\omega$ der Fehler, der in der Bestimmung des Werthes von $\sin\alpha$ oder α gemacht worden ist, von weniger Einfluß ist.

Es genügt, OU (Fig. 10) als die Projection von OD_1C_1U zu betrachten und man erhält folglich die verschiedenen Expansionsgrade des Rückwärtsganges.

$$6) \qquad \xi = r\cos(\vartheta+\omega) + \frac{ur}{d}\sin(\vartheta+\omega) + \frac{ur}{c}\sin\vartheta\sin\omega.$$

In dieser letzten Formel ist u vom Punkte C_1 aus gerechnet, anstatt von C.

Auf dieselbe Weise findet man für den Fall, daß die Excentrikstangen gekreuzt sind, für den Vorwärtsgang:

7) $$\xi = r\cos(\vartheta - \omega) - \frac{ur}{d}\sin(\vartheta - \omega) - \frac{ur}{c}\sin\vartheta\sin\omega$$

und für den Rückwärtsgang:

8) $$\xi = r\cos(\vartheta + \omega) - \frac{ur}{d}\sin(\vartheta + \omega) + \frac{ur}{c}\sin\vartheta\sin\omega$$

Nimmt man jetzt an, daß beim Rückwärtsgange sich die Rotation in die entgegengesetzte umändert, so ändert ω das Vorzeichen, und wenn man ω mit verändertem Vorzeichen in die Formeln 6) und 8) einführt, so ändert sich die erstere in Formel 5), die letztere in Formel 7) um, so daß es also streng genommen nur 2 verschiedene Formeln giebt; die eine 5) gilt für den Fall, daß die Excentrikstangen die in Fig. 9 gegebene Lage haben, sowohl für den Hin- als Zurückgang, und die zweite Formel 7) für Hin- und Zurückgang bei gekreuzten Excentrikstangen.

Mit Hilfe der Formeln 5) und 7) lassen sich alle gewöhnlichen, auf vorstehenden Gegenstand bezüglichen Fragen beantworten. Sie zeigen, daß in allen Fällen, welches auch der Expansionsgrad sei, die Coulisse nach beiden Seiten von einem Punkte aus oscillirt, der in einer Entfernung $= d$ von der Axe O liegt und daß die beiden Lagen der Coulisse, gleichweit von diesem Punkte, zwei Winkeln in der Stellung des Krummzapfens entsprechen, die um 180° von einander abweichen.

Zieht man also die verticale Linie FF′ (Fig. 11) durch die Mitte des Schieberlaufes, so oscillirt der Schieber gleichweit nach beiden Seiten von FF′ und seine symmetrischen Lagen auf beiden Seiten dieser Normalen entsprechen solchen Stellungen des Krummzapfens, die um 180° von einander abweichen. Es ist daher ersichtlich, daß, wenn der Schieber die in Fig. 11 angegebene Stellung einnimmt, er sich in der Mitte seiner Oscillationen befindet und daß dabei derjenige Punkt der Coulisse, welcher den Schieber führt, in einer Entfernung $= d$ vom Mittelpunkt O der Welle befindlich ist, wobei man $\xi = o$ haben wird. Es folgt hiernach, daß die Werthe von ξ, wie sie aus den Formeln 5) und 7) folgen, den von dem Schieber*) durchlaufenen Weg angeben, indem man von seiner mittleren Stellung ausgeht, wie sie Fig. 11 andeutet und daß ξ positiv ist, wenn sich der Schieber in der Richtung des Pfeiles bewegt und negativ, wenn seine Bewegung die entgegengesetzte ist. Es ergiebt sich aus den Formeln 5), 6), 7) und 8) noch eine andere einfache und nutzbringende Eigenschaft; man kann nämlich die 4 Formeln unter folgende Form bringen:

$$\xi = A\cos\omega + B\sin\omega,$$

in welcher A und B zwei von ω unabhängige Coefficienten bedeuten, die sehr leicht bestimmt werden können und für jede Formel andere Werthe annehmen.

Wollte man für eine gewisse Schieberstellung, also wenn ξ bekannt ist, den Rotationswinkel ω berechnen, so setzt man in die letzte Formel

$$\cos\omega = \frac{1}{\sqrt{1+\mathrm{tg}^2\omega}} \text{ und } \sin\omega = \frac{\mathrm{tg}\,\omega}{\sqrt{1+\mathrm{tg}^2\omega}}$$

und erhält dann:

9) $$\mathrm{tg}^2\omega - \frac{2AB}{\xi^2 - B^2}\mathrm{tg}\,\omega + \frac{\xi^2 - A^2}{\xi^2 - B^2} = 0.$$

Nennt man die beiden hieraus erhaltenen Werthe ω' und ω'', so folgt:

10) $$\mathrm{tg}\,\omega' = \frac{1}{\xi^2 - B^2}(AB + \xi\sqrt{A^2 + B^2 - \xi^2})$$

und

11) $$\mathrm{tg}\,\omega'' = \frac{1}{\xi^2 - B^2}(AB - \xi\sqrt{A^2 + B^2 - \xi^2}).$$

Aus beiden Gleichungen resultiren zwei Winkel, die um 180° von einander abweichen, der eine Winkel entspricht einer Stellung des Schiebers auf der rechten Seite von FF′ (Fig. 11.), der andere seiner gleich großen Entfernung von FF_1 nach der andern Richtung. Da der Werth ξ in Gleichung 9) nur im Quadrat vorkommt, so bestimmt sich $\mathrm{tg}\,\omega$ gleich, sowohl für $+\xi$ als für $-\xi$; für eine und dieselbe Stellung des Schiebers sind aber die beiden ihr zugehörigen Winkel bekannt, und zwar bestimmt sich der eine aus $\mathrm{tg}\,\omega'$, der andere aus $\mathrm{tg}\,\omega''$. Nach Obigem folgt ferner, daß

$$\mathrm{tg}\,\omega' + \mathrm{tg}\,\omega'' = \frac{2AB}{\xi^2 - B^2} \quad \text{und daß}$$

$$\mathrm{tg}\,\omega'\,\mathrm{tg}\,\omega'' = \frac{\xi^2 - A^2}{\xi^2 - B^2}; \quad \text{da aber}$$

$$\mathrm{tg}(\omega' + \omega'') = \frac{\mathrm{tg}\,\omega' + \mathrm{tg}\,\omega''}{1 + \mathrm{tg}\,\omega'\,\mathrm{tg}\,\omega''} \quad \text{so ist}$$

12) $$\mathrm{tg}(\omega' + \omega'') = \frac{2AB}{A^2 - B^2}.$$

Man erkennt, daß $\mathrm{tg}(\omega' + \omega'')$ und folglich $\omega' + \omega''$ unabhängig von ξ ist, d. h. von der augenblicklichen Stellung des Schiebers und es folgt ferner das wichtige Ergebniß, daß die Summe der Rotationswinkel, welche einer und derselben Schieberstellung entsprechen, wenn er die Stellung verläßt und wieder dahin zurückkehrt, constant ist und daher gleich dem doppelten Werthe desjenigen Rotationswinkels ist, der zurückgelegt werden muß, bis der Schieber von dem einen Ende aus an dem andern Ende seines Laufes ange-

*) Bei einigen Locomotiven wird der Schieber nicht direct durch die Coulisse bewegt, sondern durch einen um eine Axe schwingenden Hebel, der auf der einen Seite mit der Coulisse, auf der andern Seite mit der Schieberstange verbunden ist. In diesem Falle erhält man die Schieberwege, wenn man die Werthe von ξ mit dem Verhältnisse der Hebelarme multiplicirt.

kommen ist. Nennen wir diesen Winkel Ω, so wird man haben:

$$2\Omega = \omega' + \omega''$$

oder

13) $$\Omega - \omega' = \omega'' - \Omega,$$

d. h. der Rotationswinkel, welcher zurückgelegt werden muß, wenn der Schieber eine bestimmte Lage verläßt, bis an den Punkt, wo er seine rückkehrende Bewegung beginnt, ist stets gleich dem Rotationswinkel, der zurückgelegt wird, wenn der Schieber seine rückgängige Bewegung eben beginnt, bis dahin, von wo er anfangs ausging.

Man kann den Winkel Ω auch auf andere Weise direct aus der Gleichung:

$$\xi = A\cos\omega + B\sin\omega$$

bestimmen, indem man mit Hilfe der Differentialrechnung das Maximum von ξ berechnet. Es ist nämlich:

$$-A\sin\Omega + B\cos\Omega = 0$$

oder

14) $$\operatorname{tg}\Omega = \frac{B}{A}.$$

Man findet ferner

$$\operatorname{tg}2\Omega = \frac{2\operatorname{tg}\Omega}{1-\operatorname{tg}^2\Omega} = \frac{2AB}{A^2-B^2} = \operatorname{tg}(\omega' + \omega'')$$

oder wie oben

$$2\Omega = \omega' + \omega''.$$

Man kann jetzt mit Leichtigkeit folgende Aufgabe lösen:

Es seien für irgend einen Fall bekannt: die Excentricität r, das Complement des Winkels des Voreilens $= \vartheta$, die Länge der Excentrikstange d oder was dasselbe ist, die Krümmungshalbmesser der Coulisse, der Werth von u für jeden Expansionsgrad, die äußere Deckung e, und die innere Deckung i: man soll für die verschiedenen Expansionsgrade die Art und Weise der Dampfvertheilung untersuchen.

Das Voreilen. — Die Größe des Voreilens kann man direct in der oben auf Seite 167 angegebenen Weise bestimmen, indem man für jeden Expansionsgrad die Differenz der Pfeilhöhen derjenigen Bogen aufsucht, die man das eine Mal mit dem wirklichen Krümmungshalbmesser der Coulisse, das andere Mal mit dem, nach oben gegebenen Formeln berechneten, theoretischen Krümmungshalbmesser beschreibt. Man kann das Voreilen aber auch mit Hilfe der Formeln 5) und 7) berechnen. Was den Rotationswinkel betrifft, der dem Voreilen oder dem Anfange des Dampfeintrittes entspricht, so bestimmt er sich auf folgende Weise:

Die Gleichung:

$$\xi = A\cos\omega + B\sin\omega$$

giebt

$$\frac{d\xi}{d\omega} = -A\sin\omega + B\cos\omega,$$

woraus für $\omega = 0$, d. h. wenn der Krummzapfen horizontal steht:

$$\frac{d\xi}{d\omega} = B \text{ oder } d\omega = \frac{d\xi}{B} \quad \text{folgt.}$$

Wenn also der Krummzapfen horizontal steht, und der Schieber bewegt sich um eine sehr kleine Größe $d\xi$ vorwärts, so dreht sich der Krummzapfen um den sehr kleinen Winkel $\frac{d\xi}{B}$ und wenn der Schieber um dieselbe kleine Größe zurückgeht, so findet eine Drehung des Krummzapfens um den negativen Winkel $-\frac{d\xi}{B}$ statt. Wenn nun $\omega = 0$ ist, so hat der Schieber die Kante der Eintrittsöffnung schon um δ hinter sich, wenn wir mit δ das einem gewissen Expansionsgrade entsprechende Voreilen bezeichnen. Man muß also den Schieber um die Größe δ zurückziehen, um den Augenblick des Dampfeintritts zu erhalten; der Rotationswinkel für den Dampfeintritt ist also:

15) $$\omega_0 = -\frac{\delta}{B}$$

Dampfeintritt. — Um die Dauer des Dampfeintrittes zu bestimmen, berechnet man mit Hilfe von Gleichung 14) den Winkel Ω und wird demnach nach dem Vorhergehenden erhalten, daß der Dampfeintritt aufhört, bei dem Rotationswinkel:

16) $$\omega_1 = 2\Omega - \omega_0 = 2\Omega + \frac{\delta}{B}$$

Größte Weite der Dampfeintrittsöffnung. — Nennen wir diese Weite a, so hat man, da sie von dem Winkel Ω abhängt:

$$\xi = A\cos\Omega + B\sin\Omega.$$

Da nun:

$$a = \xi - e \qquad \text{so ist}$$

17) $$a = A\cos\Omega + B\sin\Omega - e.$$

Dauer der Expansion des Dampfes. — Die Expansion beginnt bei dem nach Formel 16) berechneten Winkel ω_1. Um den Winkel ω_2 zu erhalten, welcher dem Ende der Expansionswirkung entspricht, berücksichtige man, daß für diesen Augenblick $\xi = -i$ ist. Setzt man diesen Werth in die Formeln 10) und 11), so erhält man vier Winkel, von denen zwei Winkel kleiner und zwei größer als 180° sind. Die beiden letzteren Winkel verwirft man, und von den beiden ersteren wählt man den größeren, denn der Schieber wird erst den Werth $\xi = +i$ überschreiten, ehe er die Stellung $\xi = -i$ einnimmt. Man hat demnach ω_2 ebenfalls bestimmt.

Dauer der Dampfentweichung. — Die Dampfentweichung beginnt bei dem Winkel ω_2; was das Ende derselben betrifft, so ist dies sehr leicht zu bestimmen. Nennen wir ω_3 den betreffenden Winkel, so hat man folgende Relation:

$$180^0 + \Omega - \omega_2 = \omega_3 - (180 + \Omega)$$

18) $$\omega_3 = 360 + 2\Omega - \omega_2.$$

Dauer der Compreſſion des Dampfes. — Die Compreſſion beginnt bei dem Winkel ω_3 und endigt bei dem Winkel ω_0, der durch Formel 15) beſtimmt iſt.

Schieberweg. Bezeichnet man denſelben mit 2s, ſo iſt offenbar:

19) $$2s = 2A\cos\Omega + 2B\sin\Omega.$$

Alle eben beſtimmten Winkel beziehen ſich auf die Dampfvertheilung während des Rückganges des Kolbens. Für den Vorwärtsgang des Kolbens genügt es, zu den ſämmtlichen Winkeln 180° zu addiren.

Alle Winkel ſind unter der Vorausſetzung beſtimmt worden, daß der Krummzapfen horizontal ſteht; es iſt aber ſehr leicht, aus obigen Reſultaten die entſprechenden Kolbenſtellungen zu beſtimmen.

Es ſei nämlich in Fig. 12 der Krummzapfen OB = m, die Kurbelſtange BC = b und der Rotationswinkel BOD = ω ſo hat man:

$$OC = DC - DO = \sqrt{b^2 - m^2\sin^2\omega} - m\cos\omega.$$

Nehmen wir an, daß für $\omega = 0$ der Punkt C nach S komme, ſo iſt OS = b — m und daher:

$$OC - OS = \sqrt{b^2 - m^2\sin^2\omega} - b + m(1 - \cos\omega).$$

Nennt man l die Entfernung des Kolbens von dem Ende S ſeines Laufes, ſo hat man:

20) $$l = \sqrt{b^2 - m^2\sin^2\omega} - b + m(1 - \cos\omega).$$

Mit Hilfe vorſtehender Entwickelungen iſt es nun ſehr leicht, ſich für jeden Expanſionsgrad, für den Hin- und Zurückgang des Kolbens, über alle Verhältniſſe der Dampfvertheilung Rechenſchaft zu geben, wenn die Elemente derſelben, d. h. r, ϑ, c, e, i, d, u. ſ. w. gegeben ſind.

Aus den beiden Formeln 5) und 7) gehen einige allgemeine Folgerungen hervor.

Zuerſt erkennt man, daß der Winkel Ω unabhängig von der Excentricität iſt. Da nun 2Ω der Winkel iſt, welchen der Krummzapfen von der horizontalen Lage aus während der vollſtändigen Dauer des Dampfzutritts zurücklegt, ſo läßt ſich allgemein ſagen, daß unter übrigens gleichen Umſtänden die Dauer des Dampfzutrittes unabhängig vom Halbmeſſer der Excentricität iſt.

Wenn wir A und B durch ihre Werthe erſetzen, ſo ergiebt ſich für den Fall, daß die Excentrikſtangen die in Fig. 9 gegebene Lage haben und für den Vorwärtsgang:

$$\operatorname{tg}\Omega = \frac{\operatorname{tg}\vartheta\left(1 - \frac{u}{c}\right) - \frac{u}{d}}{1 + \frac{u}{d}\operatorname{tg}\vartheta}.$$

Sind die Excentrikſtangen gekreuzt, ſo folgt für den Vorwärtsgang:

$$\operatorname{tg}\Omega = \frac{\operatorname{tg}\vartheta\left(1 - \frac{u}{c}\right) + \frac{u}{d}}{1 - \frac{u}{d}\operatorname{tg}\vartheta}.$$

Die Vergleichung dieſer beiden Formeln zeigt, daß unter übrigens gleichen Umſtänden der Dampfzutritt eine größere Dauer hat bei gekreuzten Excentrikſtangen, als bei den geneigten, wie Fig. 9 darſtellt, und daß die Differenz um ſo größer iſt, je weiter man die Expanſion treibt, was übrigens vollſtändig durch die Erfahrung beſtätigt wird.

Eine weitere Bemerkung iſt die folgende:

Wenn der Schieber in der in Fig. 11 dargeſtellten Lage iſt, ſo hat man $\xi = 0$, daher

$$A\cos\Omega' + B\sin\Omega' = 0 \quad \text{oder}$$

$$\operatorname{tg}\Omega' = -\frac{A}{B}$$

wenn wir den zugehörigen Rotationswinkel Ω' nennen.

Da nun

$$\operatorname{tg}\Omega = \frac{B}{A} \quad \text{war, ſo hat man}$$

$$\operatorname{tg}\Omega'\operatorname{tg}\Omega = -1 \quad \text{d. h.} \quad \Omega' = \Omega + 90^0.$$

Von dem Augenblicke an, wo der Schieber die Grenzen ſeines Laufes überſchreitet, hat alſo die Welle einen Winkel von 90° zu durchlaufen, bis zu dem Augenblicke, wo der Schieber die in Fig. 11 angedeutete Lage einnimmt. Iſt die innere Deckung ſehr klein, ſo beginnt ſehr bald nachher die Dampfentweichung. Da der Winkel Ω unter übrigens gleichen Umſtänden bei gekreuzten Excentrikſtangen größer iſt, als bei geneigten, ſo wird die Dampfentweichung ſpäter beginnen und die Dauer der Dampfentweichung iſt daher bei gekreuzten Excentrikſtangen kleiner, als bei geneigten. Wenn ferner der Schieber am Ende des Winkels $270 + \Omega$ die in Fig. 11 angegebene Lage einnimmt, ſo bemerkt man, daß er ſpäter dort ankommt, und daß alſo bei gekreuzten Excentrikſtangen eine geringere Compreſſion des Dampfes ſtattfindet, als bei geneigten, wie es auch ſchon die Erfahrung gelehrt hat. (Guide du mécanicien, p. 194 und 197.) Man erkennt ferner, daß die Größe der Excentricität ſowohl auf die Dauer des Dampfeintritts, als auf die der Expanſion, ſowie auf die Entweichung und Compreſſion ohne Einfluß iſt, ſondern daß ſich ihr Einfluß nur auf den Schieberlauf und auf die Größe der Oeffnungen der Dampfkanäle erſtreckt.

Ferner iſt erſichtlich, daß ſowohl bei gekreuzten, als bei geneigten Excentrikſtangen der Dampfzutritt deſto länger dauert, je kleiner der Winkel iſt, um welchen das Excentrik gegen den Krummzapfen verſtellt iſt.

Je größer ferner u iſt, je näher alſo derjenige Punkt, von welchem aus die Führung des Schiebers ſtattfindet, der Mitte der Couliſſe liegt, deſto kleiner iſt der Winkel Ω und

desto kürzer ist die Dauer des Dampfzutritts. Hierin liegt die Haupteigenthümlichkeit der Coulisse.

Die Neigung der Coulisse gegen die Verticale betrug bei geneigten Excentrikstangen:

$$\alpha = \frac{r}{c} \sin\vartheta \sin\omega$$

bei gekreuzten aber:

$$\alpha = -\frac{r}{c} \sin\vartheta \sin\omega.$$

die Abweichung der Coulisse von ihrer verticalen Lage ist also desto größer, je größer die Excentricität und je kleiner die Länge der Coulisse und der Winkel ist, um welchen das Excentrik gegen den Krummzapfen verstellt ist.

Ein wichtiges zu lösendes Problem besteht darin, die Elemente der Dampfvertheilung, also r, ϑ, e, i u. s. w. zu bestimmen, wenn man gewissen gegebenen, den Dampfeintritt, die Expansion u. s. w. betreffenden Bedingungen Genüge leisten soll. Ich werde im Folgenden einen Ueberblick über die Art der Auflösung dieser Frage geben und am Schlusse dieses Aufsatzes, durch numerische Beispiele zeigen, wie man in der Praxis verfahren muß, um vollkommen genaue, mit den Erfahrungen übereinstimmende Resultate zu erhalten.

Man kenne den Winkel Ω, welcher nach Obigem der halben Dauer der Winkelbewegung während des Dampfeintritts entspricht, für den höchsten Expansionsgrad, d. h. für den Fall, wo er den kleinsten Werth hat, statt dessen kann, was dasselbe ist, auch der Theil des Kolbenweges gegeben sein, während dessen Zurücklegung Dampfzutritt stattfindet; man kann sich hierzu der Fig. 12 bedienen. Wenn der Expansionsgrad gegeben ist, so ist also das Verhältniß $\frac{u'}{c}$ bekannt, denn die Länge der Coulisse ist stets als bekannt vorauszusetzen und daher auch der Werth von u′ für einen gewissen Expansionsgrad; ebenso geht der Werth von d fast stets aus der Anordnung der zu construirenden Maschine hervor, sodaß auch dieser als bekannt vorausgesetzt werden kann. Ferner setze ich voraus, daß für einen dem Werthe u_1 entsprechenden Expansionsgrad die größte Weite a der Dampfeintrittsöffnung gegeben sei, ebenso das Voreilen δ für einen Expansionsgrad, dem der Werth u_2 entspricht und der Winkel ω_3 für das Ende der Dampfentweichung bei einem Expansionsgrade u_3.

Für den in Fig. 9 dargestellten Fall, d. h. bei geneigten Excentrikstangen, hat man dann

$$\operatorname{tg}\Omega = \frac{\operatorname{tg}\vartheta\left(1-\frac{u'}{c}\right)-\frac{u'}{d}}{1+\frac{u'}{d}\operatorname{tg}\vartheta}$$

woraus sich ergiebt:

$$21)\qquad \operatorname{tg}\vartheta = \frac{\operatorname{tg}\Omega+\frac{u'}{d}}{1-\frac{u'}{c}-\frac{u'}{d}\operatorname{tg}\Omega}$$

Nach dieser Formel erhält man den Winkel ϑ, also auch den, um welchen das Excentrik gegen den Krummzapfen verstellt werden muß. Aus der Formel ist ersichtlich, daß der Winkel ϑ um so kleiner ist, je kleiner Ω selbst ist, folglich je weniger man Dampf zulassen will, man darf aber nicht einen zu schwachen Dampfzutritt erzielen wollen. Nennen wir Ω_0 den Winkel, welcher der halben Dauer des Dampfzutritts entspricht, wenn u=0 ist, so hat man:

$$\operatorname{tg}\Omega_0 = \operatorname{tg}\vartheta \text{ oder } \Omega_0 = \vartheta$$

Wenn ϑ sehr klein ist, so wird es auch Ω^0 sein, und folglich wird man bei vollem Dampfzutritt nicht genug Dampf eintreten lassen. In dieser Beziehung bietet das System der geneigten Excentrikstangen mehr Vortheile, als das der gekreuzten, indem man im ersteren Falle, wenn man die Expansion bis zur äußersten Grenze treibt, einen längeren Dampfzutritt erreicht, als im zweiten Falle.

Für den Expansionsgrad, welchen der Werth von u_1 entspricht, erhält man den ensprechenden Winkel Ω_1 durch die Formel:

$$\operatorname{tg}\Omega_1 = \frac{\operatorname{tg}\vartheta\left(1-\frac{u_1}{c}\right)-\frac{u_1}{d}}{1+\frac{u_1}{d}\operatorname{tg}\vartheta}$$

und wird die Werthe von r und e aus den beiden Gleichungen:

$$e + a = r\cos(\vartheta-\Omega_1) + \frac{u_1 r}{d}\sin(\vartheta-\Omega_1) - \frac{u_1 r}{c}\sin\vartheta\sin\Omega_1$$

und

$$e + \delta = r\cos\vartheta + \frac{u_2 r}{d}\sin\vartheta$$

bestimmen, woraus man erhält:

$$22)\qquad r = \frac{a-\delta}{\cos(\vartheta-\Omega_1)-\cos\vartheta+\frac{u_1}{d}\sin(\vartheta-\Omega_1)-\frac{u_2}{d}\sin\vartheta-\frac{u_1}{c}\sin\vartheta\sin\Omega_1}$$

und folglich:

$$23)\qquad e = r\cos\vartheta + \frac{u_2 r}{d}\sin\vartheta - \delta$$

Endlich hat man für i die Gleichung:

$$-i = r\cos(\vartheta-\omega_3) + \frac{u_3 r}{d}\sin(\vartheta-\omega_3) - \frac{u_3 r}{d}\sin\vartheta\sin\omega_3,$$

und hiernach:

$$24)\quad i = -r\cos(\vartheta-\omega_3) - \frac{u_3 r}{d}\sin(\vartheta-\omega_3) + \frac{u_3 r}{u}\sin\vartheta\sin\omega_3.$$

Wenn auch die in der Aufgabe gegebenen Größen andere sind, immer kommt es nur auf die Auflösung einfacher Gleichungen an.

Es erscheint stets zweckmäßig, daß a den größtmöglichsten Werth habe; doch hat dies seine Grenzen, denn je größer a ist, desto größer muß nach Formel 23) auch r sein. Da nun aus

$$\alpha = \frac{r}{c} \sin\vartheta \sin\omega$$

folgt, daß man mit r auch c vergrößern müßte, wenn man den Winkel α, um welchen die Coulisse von der Verticalen abweicht, nicht zu groß erhalten will, die Länge der Coulisse aber selten ein gewisses Maaß übersteigen kann, da sie sonst an den Kessel stoßen würde, so darf man in der Wahl von r und daher von α gewisse Grenzen nicht übersteigen.

Was die Aufhängestange betrifft, so haben wir gesehen, daß sie, ausgenommen auf das Voreilen, weiter keinen wesentlichen Einfluß übt. Um sich möglichst den Bedingungen zu nähern, welche wir bei Lösung unseres Problems gestellt haben, muß man die Aufhängestange so legen, daß sie möglichst wenig von der Verticalen abweicht, während die Coulisse nach beiden Seiten vom Punkte T hin oscillirt. (Fig. 9.) Man wird daher den Verbindungspunkt der Hängestange mit der Coulisse womöglich in eine Verticale durch den Punkt T legen, und die Stange überdies möglichst lang machen.

Wir haben bisher immer voraus gesetzt, daß der Winkel des Voreilens bei beiden Excentriks gleich groß sei. Es kommen aber Fälle vor, wo diese Winkel verschieden sind, in diesem Falle übertrifft gewöhnlich dieser Winkel des Excentriks für den Vorwärtsgang den des anderen. Die Bewegung des Schiebers wird bei Veränderung der Stellung der Excentriks gegen den Krummzapfen nicht verändert, sondern es ändern sich nur die gegenseitigen Stellungen des Schiebers und Kolbens. Nennen wir σ die halbe Summe $\frac{\vartheta_0 + \vartheta_1}{2}$ derjenigen Winkel, welche die Excentricitäten mit der Horizontalen bilden, wenn der Krummzapfen horizontal steht und ε ihre halbe Differenz $\frac{\vartheta_0 - \vartheta_1}{2}$, so ist ersichtlich, daß sich alle oben angegebenen Formeln, also auch die unter 5), 6), 7) und 8) nur in so fern ändern, daß sich ϑ in σ und ω in $\omega + \varepsilon$ verwandeln. Aus Formel 5) wird daher zum Beispiel:

$$25) \quad \xi = r\cos(\sigma - \varepsilon - \omega) + \frac{ur}{d}\sin(\sigma - \varepsilon - \omega) - \frac{ur}{c}\sin\sigma\sin(\varepsilon + \omega)$$

Sucht man für einen bestimmten Expansionsgrad den Winkel, welcher dem Augenblicke entspricht, wo die Dampfeintrittsöffnung die größte Weite hat, so hat man, wie oben

$$\operatorname{tg}.(\Omega + \varepsilon) = \frac{\operatorname{tg}\sigma\left(1 - \frac{u'}{c}\right) - \frac{u'}{d}}{1 + \frac{u'}{d}\operatorname{tg}\sigma}.$$

Dieser Winkel Ω repräsentirt den halben, während der Dauer des Dampfzutritts durchlaufenen Winkel, und man sieht, daß er um ε kleiner, als der Winkel $\Omega + \varepsilon$ ist, welcher der Winkelbewegung während der halben Dauer des Dampfzutritts entspricht, wenn die Excentriks symmetrisch aufgekeilt sind, also die Excentricitäten um σ nach beiden Seiten der Horizontalen abstehen. Sind also die Winkel des Voreilens verschieden, so ist der Winkel, welcher der Dauer des Dampfzutritts für irgend einen Expansionsgrad entspricht, um 2ε, d. h. um die Differenz der beiden Winkel des Voreilens zu vermindern. Man hat hierin ein Mittel, stärker expandiren zu können, als in dem Falle, wenn die Winkel des Voreilens gleich sind. Man vermindert dadurch allerdings den Dampfzutritt bei derselben Winkelbewegung für alle Expansionsgrade und also auch für vollen Dampfeintritt; aber es ist ersichtlich, daß man so für die letzten Expansionsgrade die Expansion wirksamer vermindert, als dies durch die Verkleinerung des Winkels ϑ geschehen würde, wenn bei beiden Excentriks das Voreilen gleich wäre. Denn nimmt man im letzteren Falle an, der Winkel ϑ werde um eine Größe $\varkappa$ vermindert, und setzt man die daraus hervorgehende Verkleinerung von $\Omega = i$, so ist aus den gewöhnlichen Formeln ersichtlich, daß man mit hinreichender Genauigkeit setzen kann:

$$\operatorname{tg}\Omega - \operatorname{tg}(\Omega - i) = \left(1 - \frac{u'}{c}\right)[\operatorname{tg}\vartheta - \operatorname{tg}(\vartheta - \varkappa)]$$

Da aber der Winkel Ω für die letzten Expansionsgrade klein genug ist, um $\operatorname{tg}\Omega$ durch Ω und $\operatorname{tg}(\Omega - i)$ durch $\Omega - i$ zu ersetzen, so hat man

$$i = \left(1 - \frac{u'}{c}\right)[\operatorname{tg}\vartheta - \operatorname{tg}(\vartheta - \varkappa)]$$

Da nun $1 - \frac{u'}{c}$ für die letzten Expansionsgrade ein sehr kleiner Bruch und $\operatorname{tg}\vartheta - \operatorname{tg}(\vartheta - \varkappa)$ nicht viel größer als $\vartheta - (\vartheta - \varkappa) = \varkappa$ ist, so sieht man, daß im Allgemeinen

$$i < \varkappa \text{ ist.}$$

Hieraus ist ersichtlich, daß bei gleichen Winkeln des Voreilens eine Verminderung des dem vollen Dampfeintritt entsprechenden Winkels eine geringere Verminderung in den niedrigsten Expansionsgraden hervorbringt, als wenn man bei vollem Dampfzutritte die Excentriks unter verschiedenen Winkeln aufkeilte und zwar der Art, daß die Differenz derselben genau dieser Verminderung entspräche. Der einzige Nachtheil, welcher daraus entspringt, ist eine Verringerung der Dampfeintrittsöffnungen.

Wenden wir Vorstehendes auf das weiter oben gegebene Problem an, diejenigen Elemente r, e u. s. w. der Dampf-

vertheilung zu bestimmen, welche gewissen Bedingungen Genüge leisten, unter der Voraussetzung, daß die Winkel des Voreilens für beide Excentriks verschieden sind, so hat man nach Formel 21):

$$26) \qquad \operatorname{tg}\sigma = \frac{\operatorname{tg}(\Omega+\varepsilon)+\frac{u'}{d}}{1-\frac{u'}{c}-\frac{u'}{d}\operatorname{tg}(\Omega+\varepsilon)}.$$

Nennt man Ω_0 den Winkel, welcher der halben Dauer des vollen Dampfeintrittes entspricht, so folgt:

$$\sigma = \Omega_0 + \varepsilon \quad \text{oder}$$
$$27) \qquad \Omega_0 = \sigma - \varepsilon.$$

Die beiden Gleichungen 26) und 27) bestimmen σ und ε. Um sie bequemer bestimmen zu können, könnte man in 26) für ε kleine wachsende Werthe einsetzen, und dann die durch Formel 26) berechneten Werthe von σ in Gleichung 27) einführen, bis dieselbe einem gewissen Grade entspricht. Kennt man σ und ε, so erhält man ϑ_0 und ϑ_1 durch die Relationen

$$\vartheta_0 = \sigma + \varepsilon \text{ und } \vartheta_1 = \sigma - \varepsilon.$$

Die Werthe von e und r bestimmt man durch die Gleichungen:

$$28) \quad e + a = r\cos(\sigma-\varepsilon-\Omega_1) + \frac{u_1 r}{d}\sin(\sigma-\varepsilon-\Omega_1) - \frac{u_1 r}{c}\sin\sigma\sin(\varepsilon+\Omega_1)$$

und

$$29) \quad e + \delta = r\cos(\sigma-\varepsilon) + \frac{u_1 r}{d}\sin(\sigma-\varepsilon) - \frac{u_1 r}{c}\sin\sigma\sin\varepsilon,$$

wo Ω_1 bestimmt ist durch die Gleichung:

$$\operatorname{tg}(\Omega_1+\varepsilon) = \frac{\operatorname{tg}\sigma\left(1-\frac{u'}{c}\right)-\frac{u'}{d}}{1+\frac{u'}{d}\operatorname{tg}\sigma}.$$

Endlich findet sich die innere Deckung durch die Gleichung:

$$-i = r\cos(\sigma-\varepsilon-\omega_3) + \frac{u_3 r}{d}\sin(\sigma-\varepsilon-\omega_3) - \frac{u_3 r}{c}\sin\sigma\sin(\varepsilon+\omega_3)$$

oder

$$i = -r\cos(\sigma-\varepsilon-\omega_3) - \frac{u_3 r}{d}\sin(\sigma-\varepsilon-\omega_3) + \frac{u_3 r}{c}\sin\sigma\sin(\varepsilon+\omega_3)$$

Auf diese Weise lassen sich eine Menge anderer analoger Fragen beantworten.

Folgendes Beispiel wird den Grad der Genauigkeit der allgemeinen Formeln zeigen:

Gegeben $\begin{cases} r = 0{,}^m058 & d = 1{,}^m396 \\ \vartheta = 60^o & 2c = 0{,}^m292 \end{cases}$ Gekreuzte Excentrikstangen.

Nummer des Expansionsgrades	Schieberlauf nach den Formeln berechnet	Schieberlauf durch Beobachtung gefunden
	Millimeter	Millimeter
0 (Todter Punkt.)	48,00	48,00
1	54,00	54,00
2	63,33	64,00
3	74,90	73,00 (Reichlich)
4	88,00	89,00
5	101,7	102,00
6	116,00	116,00.

Im Folgenden sollen nun einige Beispiele gerechnet werden, um zu zeigen, wie man in der Praxis bei Lösung von Aufgaben, die sich auf vorstehenden Gegenstand beziehen, verfahren wird. Eine der wichtigsten Aufgaben besteht darin, die Elemente der Dampfvertheilung, nämlich den Halbmesser der Excentricität, den Winkel des Voreilens, die äußere und innere Deckung u. s. w. der Art zu bestimmen, daß gewissen Bedingungen Genüge geleistet wird; z. B. daß man für eine bestimmte Coulissenstellung für den Vor- oder Rückwärtsgang einen gewissen Dampfzutritt erreicht; daß man für einen bestimmten Expansionsgrad oder eine gewisse Stellung der Coulisse das Voreilen kennt, oder daß die größte Eröffnung der Dampfzutrittskanäle bekannt ist. Dies ist übrigens die Aufgabe, deren Lösung jedesmal bei Entwurf einer Maschine nöthig wird.

Beispiel I.

Das folgende Beispiel bezieht sich auf eine wirklich ausgeführte Maschine, für den Fall, daß die Excentrikstangen gekreuzt sind. Nach beiden Seiten des todten Punktes hatte man 8 Expansionsgrade, 8 für den Vorwärtsgang und ebenso viel für den Rückwärtsgang. Die Coulisse war doppelt.

Nehmen wir an, daß man kenne:

1. Den Dampfzutritt für den zweiten Expansionsgrad für den Vorwärtsgang; bei der in Rede stehenden Maschine legte der Kolben während des Dampfzutritts den Weg $0{,}^m196$ d. h. 0,35 seines Laufes zurück.

2. Den Beginn der Dampfentweichung für denselben Expansionsgrad. Die Entweichung begann an unserer Maschine, wenn der Kolben noch $0{,}^m065$ also um 0,116 des Kolbenweges vom Ende seines Laufes entfernt war.

3. Das Voreilen δ bei demselben Expansionsgrade; hierfür ergab sich im vorliegenden Falle $\delta = 0{,}^m00225$.

4. Die größte Eröffnung a der Dampfkanäle bei dem 8. Expansionsgrade für den Vorwärtsgang, d. h. wenn die Coulisse ganz herabgelassen worden ist. Man fand $a = 0{,}^m03475$.

Ueberdies fand sich durch Messung:

Die Länge der Kurbelstange	$b = 1{,}^m410$
Die Länge der Coulisse zwischen ihren beiden Verbindungspunkten mit den Excentrikstangen	$2c = 0{,}^m292$
Der Kolbenlauf	$2m = 0{,}^m560$
Länge der Excentrikstangen	$d = 1{,}^m396$

Es handelt sich nun um Bestimmung der folgenden 4 Elemente der Dampfvertheilung:

1) des Winkels, um welchen das Excentrik gegen den Krummzapfen verstellt ist, oder vielmehr seines Supplementwinkels ϑ;
2) des Halbmessers der Excentricität r,
3) der äußeren Deckung e, und
4) der inneren Deckung i des Schiebers.

Ehe weiter gegangen wird, mag erst betrachtet werden, was bei der Wahl der vier, als gegeben betrachteten Größen zu beachten ist. Was die erste betrifft, so ist es gut, sie so zu wählen, daß für den zweiten Expansionsgrad, d. h. bei der demselben zukommenden Coulissenstellung der Dampfzutritt stattfindet, während der Kolben 0,35 oder ungefähr ein Drittel seines Laufes zurücklegt. Ferner ist es vortheilhaft, für denselben Grad auch den Eintritt der Dampfentweichung anzunehmen, da bei ihm die Dampfentweichung am frühesten eintritt und man sich daher versichern kann, daß der Beginn derselben bei den andern Coulissenstellungen weder zu früh noch zu spät erfolgt.

Was das Voreilen betrifft, so vermindert sich dasselbe, wenn die Excentrikstangen gekreuzt sind, um so mehr, je stärker man expandirt, wie oben nachgewiesen wurde. Man wird es daher für den zweiten Grad, für welchen das Voreilen am geringsten ist, so bestimmen, daß die Dampfzutrittskanäle noch weit genug geöffnet werden. Sind die Excentrikstangen geneigt, wobei sich das Voreilen vergrößert, je stärker man expandirt, so wird man, anstatt für den zweiten Expansionsgrad $0{,}^{m}00225$ Voreilen anzunehmen, dasselbe $0{,}^{m}005$ oder $0{,}^{m}006$ setzen, um für den 8. Grad wenigstens noch ein Voreilen von $0{,}^{m}001$ oder $0{,}^{m}002$ zu erreichen.

Die vierte bekannte Größe war die größte Eröffnung der Dampfzutrittskanäle für den Grad oder für die Stellung der Coulisse, wo der Dampfzutritt am stärksten ist; diese Größe ist so zu wählen, daß die Zutrittskanäle auch für die übrigen Grade gehörig geöffnet werden. Gehen wir nun zur Berechnung selbst über, so ist zuerst der Winkel ϑ, d. h. das Complement des Winkels des Voreilens zu berechnen. Dieser Winkel bestimmt sich nach der Gleichung:

$$\text{I)} \qquad \operatorname{tg}\vartheta = \frac{\operatorname{tg}\Omega - \frac{u}{d}}{1 - \frac{u}{c} + \frac{u}{d}\operatorname{tg}\Omega}$$

Diese Gleichung ergiebt sich aus Nr. 21, wenn man die dort für geneigte Excentrikstangen gegebene Formel für den vorliegenden Fall umändert, für welchen die Excentrikstangen gekreuzt sind. Auf der rechten Seite vorstehender Gleichung sind mit Ausnahme von Ω alle Größen bekannt. Man kann aber Ω und daher auch ϑ auf Näherungsweg bestimmen. Das Ende des Dampfzutritts ließe sich nach Formel 20) bestimmen, wenn man $l = 0{,}56 - 0{,}196 = 0{,}^{m}364$ setzte; da aber der Dampfzutritt eben auf der vordern Seite des Kolbens stattfinden soll, so ist es, wenn man einen Winkel haben will, der kleiner als 180^0 ist, besser, in Formel 20) ω in $180^0 + \omega$ umzuändern und man erhält daher:

$$\text{II)} \qquad l = \sqrt{b^2 - m^2\sin^2\omega} - b + m(1 + \cos\omega).$$

Um mit Hilfe dieser Gleichung ω zu bestimmen, vernachlässigt man vorläufig $\sqrt{b^2 - m^2\sin^2\omega} - b$ und setzt:

$$l = m(1 + \cos\omega), \text{ woraus } \cos\omega = \frac{l - m}{m} \text{ folgt.}$$

Setzt man diesen ersten Näherungswerth von ω in

$$\sqrt{b^2 - m^2\sin^2\omega} - b, \text{ so ergiebt sich}$$

$$\sqrt{b^2 - m^2\sin^2\omega} - b = D$$

und daher mit Hilfe von Gleichung II)

$$l = D + m(1 + \cos\omega) \text{ woraus wiederum}$$

$$\cos\omega = \frac{l - D - m}{m} \text{ folgt.}$$

Aus diesem zweiten Näherungswerthe von ω berechnet man wieder

$$\sqrt{b^2 - m^2\sin^2\omega} - b = D',$$

woraus der dritte Werth von $\cos\omega$

$$\cos\omega = \frac{l - D' - m}{m} \text{ folgt u. s. w.}$$

Verfährt man 2 oder 3 Mal in der vorgeschriebenen Weise, so ergiebt sich der Werth von ω genau genug.

Dieser Werth von ω entspricht zugleich dem Winkel ω_1, bei welchem der Dampfzutritt aufhört, da man für l den oben bestimmten Werth $0{,}56 - 0{,}196 = 0{,}^{m}364$ in Formel II) gesetzt hat.

Aus dem Früheren ist bekannt, daß der Winkel Ω in Formel I) das arithmetische Mittel aus dem Winkel ω_0, welcher dem Beginn des Dampfzutritts entspricht, und dem Winkel ω_1 ist, der dem Ende des Dampfeintritts entspricht. Man kennt nun zwar nach obiger Rechnung den Winkel ω_1, aber nicht ω_0; da der letztere Winkel aber nur klein ist, so wird man zur Bestimmung des ersten Näherungswerthes von Ω vorläufig $\omega_0 = 0$ also $\Omega = \frac{\omega_1}{2}$ setzen können. Die Formel I) liefert nun den ersten Näherungswerth von ϑ: um aber nach und nach zu genaueren Werthen von ϑ zu gelangen, verfährt man in folgender Weise:

Man berechnet einen ersten Näherungswerth von r mit Hilfe der Formel:

$$\text{III)} \qquad r = \frac{a - \delta}{1 - \cos\vartheta + \frac{u}{d}\sin\vartheta}$$

Die Formel ergiebt sich aus Gleichung 22), wenn man anstatt der geneigten, gekreuzte Excentrikstangen voraussetzt, und $u = 0$, daher $\Omega = \vartheta$ setzt.

Setzt man die erhaltenen Näherungswerthe von r und ϑ in die Formel

$$\text{IV)} \qquad B = r\left(1 - \frac{u}{c}\right)\sin\vartheta + \frac{ur}{d}\cos\vartheta,$$

welche den gekreuzten Excentrikstangen entspricht, so erhält man einen Näherungswerth von B und daher nach Formel 15)

$$\text{V)} \qquad \omega_0 = -\frac{\delta}{B}$$

den ersten Näherungswerth von ω_0.

Nimmt man aus den Werthen ω_0 und ω_1 das Mittel, so ergiebt sich für Ω der zweite Näherungswerth und mit Hilfe der Gleichungen I) III) IV) und V) neue genauere Werthe von ϑ, r, B und ω_0, worauf das ganze Verfahren nochmals, überhaupt so lange wiederholt werden kann, bis die Werthe derselben Größen nur noch wenig verschieden sind. Gewöhnlich sind schon nach 3 oder 4 Wiederholungen die Unbekannten genau genug bestimmt. Es bleibt nun noch die äußere Deckung e und die innere Deckung i zu bestimmen. Zur Bestimmung von e

dient die Gleichung 23), welche sich für gekreuzte Excentrikstangen in folgende verwandelt:

VI) $$e = r\cos\vartheta - \frac{ur}{d}\sin\vartheta - \delta.$$

Ebenso ändert sich die für i unter 24) gegebene Gleichung für den vorliegenden Fall um, in:

VII) $$i = -r\cos(\vartheta - \omega_3) + \frac{ur}{d}\sin(\vartheta - \omega_3) + \frac{ur}{c}\sin\vartheta\sin\omega_3.$$

Der Winkel ω_3 berechnet sich aus der gegebenen Kolbenstellung bei Beginn der Dampfentweichung nach Gleichung II) in derselben Weise wie ω gefunden wurde.

Es soll nun der numerische Theil der Aufgabe gelöst werden. Da der Aufgabe gemäß die Coulisse vom todten Punkte aus nach beiden Seiten hin in 8 Grade getheilt ist, die also 8 verschiedenen Expansionsgraden entsprechen, so hat man

$$u = \frac{6}{8}c = \frac{3}{4}.0{,}146 = 0{,}^m1095.$$

Bestimmt man in der oben erwähnten Weise aus Gleichung II) den Winkel ω_1 für das Ende des Dampfzutritts, so folgt:

$$\omega_1 = 67^0 30'.$$

Der erste Näherungswerth von Ω ist daher $\frac{1}{2}\omega_1$ oder $\Omega_1 = 33^0 45'$; führt man diesen und die andern bekannten Werthe u, d, c in Gleichung I) ein, so folgt der erste Näherungswerth von ϑ:

$$\vartheta_1 = 62^0 51' 10''.$$

Diesen Werth und die übrigen bekannten Werthe benutzt, giebt aus Gleichung III) den ersten Näherungswerth des Halbmessers r der Excentricität:

$$r_1 = 0{,}^m0530.$$

Hat man die ersten Näherungswerthe von ϑ und r, so läßt sich mit Hilfe derselben und der übrigen Bekannten der erste annähernde Werth B_1 von B berechnen, um dann in der schon angedeuteten Weise den ersten Näherungswerth von ω_0 zu bestimmen.

Mit Hilfe der Gleichung IV) berechnet sich:

$$B_1 = 0{,}0136799$$

und daher nach Formel V)

$$\omega_0 = -\frac{\delta}{B_1} \text{ oder } \log(-\omega_0) = \log\left(\frac{0{,}00225}{0{,}0136799}\right)$$

oder da man statt des kleinen Bogens seinen Sinus setzen kann:

$$\log\sin(-\omega_0) = 0{,}2160997 - 1 \text{ desgl.}$$

$$\omega_0 = -9^0 28'$$

Das arithmetische Mittel dieses Winkels und des Winkels $\omega_1 = 67^0 30'$, welcher dem Ende des Dampfeintritts entspricht, findet sich $29^0 1'$, so daß also der zweite Näherungswerth des Winkels Ω folgt:

$$\Omega_2 = 29^0 1'.$$

Hiernach berechnen sich ganz in der schon ausgeführten Weise mit Hilfe der Gleichung I) der zweite Näherungswerth von ϑ:

$\vartheta_2 = 58^0 21' 20''$, nach Gleichung III) der von r:

$r_2 = 0{,}05995$, nach Gleichung IV) der von B:

$B_2 = 0{,}0152261$,

wonach endlich der zweite Näherungswerth von ω_0

$(\omega_0)_2 = -8^0 29' 50''$ und der dritte Ω_3 von Ω: $\Omega_3 = 29^0 30' 5''$ folgt.

Mit diesem Werthe von Ω die ganze Reihe von Operationen nochmals durchgeführt, giebt:

$\vartheta_3 = 58^0 52'$ und $r_3 = 0{,}^m0590$.

Diese Werthe sind genau genug, denn führt man die Rechnung noch einmal aus, so weichen die Endresultate nur unbedeutend von dem Vorstehenden ab, man erhält nämlich

$\vartheta_4 = 58^0 48' 40''$ und $r_4 = 0{,}^m0591$,

wofür man in der Praxis die Werthe

$\vartheta = 59^0$ und $r = 0{,}^m059$ nehmen kann.

Aus dem Werthe von ϑ ergiebt sich der Winkel des Voreilens

$= 90^0 - 59^0 = 31^0$.

Um die äußere Deckung e des Schiebers zu berechnen, braucht man nur von Gleichung VI) Gebrauch zu machen, indem man die gegebenen und die eben berechneten Größen benutzt; es folgt daher mit Hilfe der Logarithmen

$e = 0{,}^m0243$ oder in runder Zahl $e = 0{,}^m024$.

Was endlich die innere Deckung i betrifft, so macht man zur Bestimmung derselben von Gleichung VII) Gebrauch, nachdem man den Winkel ω_3, welcher dem Anfange der Dampfentweichung entspricht, bestimmt hat. Dieser Winkel ω_3 berechnet sich aus Gleichung II) auf dem Näherungswege, wie er schon oben angedeutet wurde. Man findet, wenn man $l = 0{,}^m065$ setzt: $\omega_3 = 136^0$ und daher endlich nach Gleichung VII):

$i = 0{,}^m0085$.

Vergleicht man vorstehende Resultate mit den an der betrachteten Maschine abgemessenen Werthen, so ergiebt sich folgende Uebersicht:

	Durch Rechnung gefunden:	Durch Abmessung an der Maschine erhalten:
1) Winkel des Voreilens . .	$= 31^0$	$= 30^0$
2) Halbmesser der Excentricität	$r = 0{,}^m059$ . . .	$r = 0{,}^m058$
3) Aeußere Deckung	$e = 0{,}^m024$ . . .	$e = 0{,}^m023$
4) Innere Deckung	$i = 0{,}^m0085$ . .	$i = 0{,}^m006$.

Die gute Uebereinstimmung der Rechnungsresultate mit der Erfahrung fällt in die Augen und würde noch mehr hervortreten, wenn nicht an der Maschine, welche im Dienste war, einige zur Dampfvertheilung dienende Theile etwas abgenutzt gewesen wären, wodurch die Abmessung der der Rechnung zu Grunde gelegten Theile etwas unsicher wurde. Da vorstehende Aufgabe wohl fast immer bei Erbauung neuer Maschinen zu lösen ist, so ist im Vorstehenden ausführlich auf die Behandlung derselben eingegangen worden.

Beispiel II.

Es soll für dieses Beispiel dieselbe Maschine zu Grunde gelegt, als gegebene Größen mögen aber andere Abmessungen gewählt werden.

Nehme man an, es sei gegeben:

1. Der Weg des Kolbens während des Dampfzutritts bei dem 8. Grade für den Vorwärtsgang, also für den stärksten Dampfzutritt. Dieser Weg war $0{,}^m47$, also 0,839 des Kolbenlaufes.

2. Der Stand des Kolbens bei Beginn der Dampfentweichung für denselben Grad. Die Entweichung begann, wenn der Kolben noch $0{,}^{m}020$ oder um 0,036 seines Weges vom Ende seines Laufes entfernt war.

3. Das Voreilen δ des Schiebers betrug bei derselben Coulissenstellung $0{,}^{m}007$ und

4. Die größte Eröffnung der Dampfeintrittskanäle betrug für denselben Grad $0{,}^{m}03475$.

Für diese Aufgabe dienen dieselben Formeln, wie in der vorigen, nur mit dem Unterschiede, daß überall $u = o$ gesetzt werden muß; der Gang der Rechnung ist übrigens derselbe.

Setzt man also in Formel I) $u = o$, so folgt:

$I)_1$ $\qquad \vartheta = \Omega.$

Die Formel II) ändert sich nicht, aus Gl. III) wird:

$III)_1$ $\qquad r = \dfrac{a - \delta}{1 - \cos\vartheta}$; aus Gl. IV)

$IV)_1$ $\qquad B = r \sin\vartheta.$

Die Formel V) bleibt unverändert; Gl. VI) giebt

$VI)_1$ $\qquad e = r\cos\vartheta - \delta$ und Gl. VII):

$VII)_1$ $\qquad i = -r\cos(\vartheta - \omega_3).$

Setzt man in Formel II)

$$l = 0{,}56 - 0{,}47 = 0{,}^{m}09,$$

so findet man nach mehreren annähernden Bestimmungen:

$$\omega_1 = 128^{0}.$$

Der erste Näherungswerth Ω_1 von Ω ist daher:

$$\Omega_1 = \frac{1}{2}\omega_1 = 64^{0},$$

hiernach aus Formel $I)_1$ der erste Näherungswerth von ϑ:

$$\vartheta_1 = 64^{0}$$

und nach Gleichung $III)_1$ der erste angenäherte Werth von r:

$$r_1 = 0{,}^{m}04941.$$

Nach Gleichung V) ist $\omega_0 = -\dfrac{\delta}{B}$ oder da hier $B = r\sin\vartheta$ und statt ω_0 $\sin\omega_0$ gesetzt werden kann:

$$\sin\omega_0 = -\frac{\delta}{r\sin\vartheta}.$$

In diese Formel die ersten, eben gefundenen Näherungswerthe von r und ϑ eingesetzt, giebt als Näherungswerth von ω_0

$$(\omega_0)_1 = -9^{0}\,4'\,10''$$

Von der Summe dieses Winkels und dem Winkel $\omega_1 = 128^{0}$ die Hälfte genommen, giebt als zweiten Näherungswerth von Ω:

$$\Omega_2 = 59^{0}\,27'\,55''.$$

Durch Wiederholung des Verfahrens folgt ferner:

$$\vartheta_2 = 59^{0}\,27'\,55'' \text{ und } r_2 = 0{,}^{m}0564$$

und durch nochmalige Wiederholung ergeben sich beide Werthe von ϑ und r kaum von dem Vorstehenden verschieden, so daß man, wenn man wenige Minuten vernachlässigt, setzen kann:

den Winkel des Voreilens $= 90 - 59^{1}/_{2} = 30^{0}1/_{2}$ und
$r = 0{,}^{m}0564.$

Um die äußere Deckung e zu finden, benutze man nun Formel $VI)_1$, man erhält dann:

$$e = 0{,}^{m}0217.$$

Die innere Deckung i berechnet sich nach Formel $VII)_1$:

$$i = 0{,}^{m}0060.$$

Die Rechnungsresultate sind also:

Winkel des Voreilens $= 30^{0}1/_{2}$
$r = 0{,}^{m}0564$
$e = 0{,}^{m}0217$
$i = 0{,}^{m}006$

und weichen kaum ab von den an der Maschine direct abgemessenen Werthen, wie sie im Beispiel I angegeben sind.

Beispiel III.

Als dritte Aufgabe mag die Berechnung für eine Maschine durchgeführt werden, welche zum Gütertransport dient, und bei welcher die Abmessungen bei geneigten Excentrikstangen stattfanden. Die Coulisse hat nach beiden Seiten des todten Punktes 10 Grade, 10 für den Vorwärtsgang und 10 für den Rückwärtsgang. Die Coulisse ist einfach.

Es mögen dieselben Größen als gegeben betrachtet werden, wie im ersten Beispiele mit Ausnahme von a, welches im vorliegenden Falle nicht die größte Eröffnung des Dampfkanals bei dem stärksten Dampfzutritt, sondern bei einem Grade sein soll, der einen schwächeren Dampfzutritt giebt.

Es sei also gegeben:

1. Der Dampfzutritt für den 4. Grad für den Vorwärtsgang. Dieser Zutritt fand bei der in Rede stehenden Maschine statt, während der Kolben den Weg $0{,}^{m}243$ oder 0,405 seines ganzen Laufes zurücklegte.

2. Der Beginn der Dampfentweichung für denselben Grad. Die Entweichung begann, wenn der Kolben noch $0{,}^{m}120$ oder 0,20 seines Hubes zurückzulegen hatte.

3. Das Voreilen δ des Schiebers für denselben Grad. Man fand $\delta = 0{,}^{m}007$.

4. Die größte Eröffnung a der Dampfkanäle für denselben Grad. Man hatte $a = 0{,}^{m}012$.

Ferner war an der betreffenden Maschine:

Die Länge der Kurbelstange . . . $b = 1{,}^{m}550$.
Der Kolbenhub . . . . . $2m = 0{,}^{m}600$.
Die Länge der Excentrikstangen . $d = 1{,}^{m}457$.

Die Länge der Coulisse zwischen den Verbindungspunkten mit den Excentrikstangen $2c = 0{,}^{m}480$.

Der gesammte Weg ferner, welchen der sogenannte Leitblock in der Coulisse zurücklegen kann, beträgt $0{,}^{m}320$.

Bei den einfachen Coulissen befindet sich der Leitblock gewöhnlich bei N (Fig. 13) und überträgt die Bewegung durch einen um M schwingenden Hebel auf den Punkt P, an welchen die Schieberstange angeschlossen ist. Im vorliegenden Falle war

$$MN = 0{,}^{m}550 \text{ und } MP = 0{,}^{m}620.$$

Durch diese Vorrichtung wird der Schieberlauf vergrößert und die Werthe von ξ, wie sie sich aus der allgemeinen Formel 5) ergeben, müssen noch mit dem Verhältnisse $\dfrac{MP}{MN}$ multiplicirt werden. Im Laufe der Rechnung soll übrigens vorgeführt werden, in welcher Weise man diese Differenz in Rechnung zieht, doch sei schon jetzt erwähnt, daß man sich den wirklichen Schieber durch einen eingebildeten ersetzt denkt, welcher letzterer direct durch den Leitblock oder den Punkt N, anstatt von dem Punkte P geführt wird. Es ist leicht ersichtlich, daß der eingebildete und der wirkliche Schieber gleichzeitig die Enden, sowie die Mitte ihres Laufes überschreiten und da die Halbmesser MN und MP immer gleiche Winkel durchlaufen, die von beiden Schiebern durchlaufenen Wege, von der Mitte ausgegangen, sich wie die Halbmesser MN und MP verhalten werden. Die äußere und

innere Deckung, die größte Eröffnung der Dampfkanäle, das Voreilen u. s. w. für den eingebildeten Schieber verhalten sich also zu denselben Größen des wirklichen Schiebers wie MN zu MP. Bei Lösung der Aufgabe hat man demnach nur auf den eingebildeten Schieber Rücksicht zu nehmen, da sich daraus leicht alle Größen für den wirklichen Schieber herleiten lassen.

Die Formel I) der ersten Aufgabe, welche für den Fall gültig ist, bei dem die Excentrikstangen gekreuzt sind, wird ersetzt durch diejenige, die für geneigte Excentrikstangen gilt:

$$I)_2 \qquad \operatorname{tg}\vartheta = \frac{\operatorname{tg}\Omega + \frac{u}{d}}{1 - \frac{u}{c} - \frac{u}{d}\operatorname{tg}\Omega}$$

Die Gleichung II), welche dem Falle entspricht, bei welchem der Dampf auf die vordere Fläche des Kolbens wirkt, wird durch Formel 20) ersetzt, die gültig ist, wenn der Dampfzutritt auf der hinteren Seite des Kolbens erfolgt:

$$II)_2 \qquad l = \sqrt{b^2 - m^2\sin^2\omega} - b + m(1+\cos\omega)$$

Was die Formel III) betrifft, so müssen in ihr die Werthe von a und δ durch diejenigen ersetzt werden, welche dem eingebildeten Schieber entsprechen, denn alle Formeln sind unter der Voraussetzung entwickelt, daß der Schieber seine Bewegung direct vom Leitblocke erhalte, wie es im vorliegenden Falle mit dem eingebildeten, aber nicht mit dem wirklichen Schieber der Fall ist. Nennen wir daher a′ und δ′ die mit dem Verhältnisse $\frac{MN}{MP}$ multiplicirten Werthe a und δ oder (a − δ)′ den mit $\frac{MN}{MP}$ multiplicirten Werth von a − δ, so ergiebt sich aus Formel 22):

$$III)_2 \qquad r = \frac{(a-\delta)'}{\cos(\vartheta-\Omega) - \cos\vartheta + \frac{u}{d}\sin(\vartheta-\Omega) - \frac{u}{d}\sin\vartheta - \frac{u}{c}\sin\vartheta\sin\Omega}$$

Die Formel IV ändert sich für den Fall, wo die Excentrikstangen geneigt sind, in folgende um:

$$IV)_2 \qquad B = r\left(1 - \frac{u}{c}\right)\sin\vartheta - \frac{ur}{d}\cos\vartheta.$$

Ersetzt man δ durch δ′ d. h. durch den mit $\frac{MN}{MP}$ multiplicirten Werth von δ, so wird aus Gleichung V):

$$V)_2 \qquad \omega_0 = -\frac{\delta'}{B}$$

Bezeichnet auch noch e′ den mit $\frac{MN}{MP}$ multiplicirten Werth von e, so wird aus Gleichung VI):

$$e' = r\cos\vartheta + \frac{ur}{d}\sin\vartheta - \delta', \text{ oder}$$

$$e' + \delta' = r\cos\vartheta + \frac{ur}{d}\sin\vartheta, \text{ oder}$$

$$e + \delta = \frac{MP}{MN}\left(r\cos\vartheta + \frac{ur}{d}\sin\vartheta\right) \text{ und daher endlich}$$

$$VI)_2 \qquad e = \frac{MP}{MN}\left(r\cos\vartheta + \frac{ur}{d}\sin\vartheta\right) - \delta.$$

Dabei ist zugleich $+\frac{ur}{d}\sin\vartheta$ statt $-\frac{ur}{d}\sin\vartheta$ gesetzt worden, da man es im vorliegenden Falle mit geneigten Excentrikstangen zu thun hat.

Für geneigte Excentrikstangen wird ferner zur Bestimmung der inneren Deckung Formel VII) durch folgende ersetzt:

$$VII)_2 \qquad i = \frac{MP}{MN}\left[-r\cos(\vartheta-\omega_3) - \frac{ur}{d}\sin(\vartheta-\omega_3) + \frac{ur}{d}\sin\vartheta\sin\omega_3\right].$$

Gehen wir nun zu den numerischen Theil der Aufgabe über.

Das Ende des Dampfeintritts fand bei dem 4. Grade statt, wenn der Kolben $0{,}^m243$ durchlaufen hatte. Man sucht nun mittelst Formel $II)_2$ den Winkel ω_1, indem man $l = 0{,}^m243$ setzt.

In der oben gegebenen Weise findet man

$$\omega_1 = 84^\circ\,15'\,40''$$

und daher als ersten Näherungswerth Ω_1 von Ω:

$$\Omega_1 = \frac{1}{2}\omega_1 = 42^\circ\,7'\,50''$$

unter Benutzung dieses Resultats findet sich mit Hilfe von Gleichung $I)_2$:

$$\vartheta_1 = 81^\circ\,16'\,20''.$$

Da der ganze Weg des Leitblockes in der Coulisse vom todten Punkte, bis zu dem, wo der stärkste Dampfzutritt stattfindet ½ von $0{,}^m320$, also $0{,}^m160$ ist, und dieser Weg in 10 Grade getheilt ist, so befindet sich in unserm Falle der Leitpunkt um $\frac{4}{10}$ $0{,}^m160$ oder um $0{,}^m064$ vom todten Punkte enfernt. Da ferner c gleich ½ von 0,480 oder $c = 0{,}^m240$ ist, so findet sich der Werth u für den vierten Grad

$$u = 0{,}240 - 0{,}064 = 0{,}^m176;$$

dieser Werth für u ist sowohl in Formel $I)_2$ als in allen übrigen Formeln einzuführen. Unter Benutzung des Vorstehenden ergiebt sich mit Hilfe von Gleichung $III)_2$ der erste Näherungswerth r_1 von r:

$$r_1 = 0{,}^m047639.$$

Aus den Näherungswerthen von ϑ und r findet sich der erste Werth B_1 von B nach Gleichung $IV)_2$

$$B_1 = 0{,}011684$$

und daher endlich der erste annähernde Werth $(\omega_0)_1$ von ω_0 nach Gleichung $V)_2$

$$(\omega_0)_1 = -0{,}^m53064.$$

Der Winkel $(\omega_0)_1$ ist hier ausgedrückt durch einen negativen Bogen von der Länge $0{,}^m53064$, der mit dem Halbmesser = 1 beschrieben worden ist. Um denselben in Graden auszudrücken setze man:

$$(\omega_0)_1 = -\frac{0{,}53064}{\pi} \cdot 180^\circ$$

und erhält hieraus:

$$(\omega_0)_1 = -30^\circ\,25'\,10''.$$

Es folgt daher der zweite Näherungswerth Ω_2 von Ω:

$$\Omega_2 = \frac{\omega_1 + \omega_0}{2} \text{ oder } \Omega_2 = 26^\circ\,55'\,45''.$$

In derselben Weise die Operation wiederholt giebt für die zweiten Näherungswerthe:

$$\vartheta_2 = 71^\circ\,55'; \; r_2 = 0^m087012; \; B_2 = 0{,}0187945 \text{ und}$$
$$(\omega_0)_2 = -18^\circ\,54'\,2''$$

woraus wiederum der dritte Näherungswerth von Ω folgt:

$$\Omega_3 = 32^\circ\,40'\,50''.$$

Durch Benutzung dieses dritten Näherungswerthes von Ω und mehrmalige Wiederholung des angedeuteten Verfahrens folgt nach und nach:

$\vartheta_3 = 76^0\ 3'\ 50''$ und $r_3 = 0{,}^m066815$
$\vartheta_4 = 74^0\ 38'\ 30''$ $r_4 = 0{,}^m073147$
$\vartheta_5 = 75^0\ 11'$ $r_5 = 0{,}^m070683$
$\vartheta_6 = 74^0\ 59'\ 10''$ $r_6 = 0{,}^m07158$

Bei nochmaliger Wiederholung ergeben sich für ϑ und r Werthe, die ganz unbedeutend von den zuletzt hier angegebenen abweichen, sodaß man setzen kann:

$\vartheta = 75^0$ oder den
Winkel des Voreilens . . . . . $= 15^0$
Der Halbmesser der Excentricität $r = 0.^m0716$.

Aus Gleichung $VI)_2$ und $VII)_2$ ergiebt sich endlich ohne Weiteres:

$e = 0{,}^m0235$ und $i = 0{,}^m0061$.

Vergleicht man diese Resultate mit den wirklichen Abmessungen, so läßt sich die gute Uebereinstimmung erkennen:

	Durch Rechnung gefunden:	Durch Abmessung an der Maschine erhalten:
1) Der Winkel des Voreilens . .	$= 15^0$	$= 14^0$
2) Der Halbmesser der Excentricität	$r = 0{,}^m0716$ . .	$= 0{,}^m072$
3) Die äußere Deckung	$e = 0{,}^m0235$ . .	$= 0{,}^m026$
4) Die innere Deckung	$i = 0{,}^m0061$ . .	$= 0{,}^m006$.

Beispiel IV.

Dieses vierte Beispiel bezieht sich gleichfalls auf eine wirklich ausgeführte Maschine und soll zeigen, in welcher Weise die Berechnung zu führen ist, wenn die Maschine eine besondere Einrichtung hat, wie sie oft stattfindet, wenn die Coulisse einfach ist, und die Schieberstange sich nicht in einer parallelepipedischen Führung bewegt. Diese besondere Einrichtung besteht darin, daß nicht, wie wir es bis jetzt voraussetzten, der Leitblock der Coulisse und der Mittelpunkt des Kolbens in einer Ebene liegen, die durch die Axe der Triebwelle geht.

Im vorliegenden Falle befinden sich die Schieber am obern Theile der Cylinder. LL′ (Fig. 14) ist die Richtung der Axe der Kolbenstange und der Leitblock der Coulisse befindet sich in N; die Schieberstange ist in P angeschlossen, so daß sich die Bewegungen des Schiebers zu denen des Leitblockes verhalten, wie MP zu MN. An vorliegender Maschine ist $MI = 0{,}^m155$; $MN = 0{,}^m517$ und $MP = 0{,}^m589$, daher $NI = 0{,}^m362$. Bezieht man den Punkt N auf den Mittelpunkt O der Triebwelle, so läßt sich der Winkel NOI berechnen, denn die Tangente desselben ist gleich NI dividirt durch die mittlere Entfernung der Coulisse vom Punkte O, welche Entfernung bekanntlich gleich der Länge der Excentrikstange ist. Im vorliegenden Falle findet sich dieser Winkel $16^0 24'$.

Der beste Weg die hier gegebene Frage zu beantworten, ist der, vorliegenden Fall auf den zurückzuführen, welchen wir im vorigen Beispiele erörtert haben. In dem Augenblicke, wo der Kolben das Ende seines Laufes erreicht hat, beachte man, daß beide Excentriks in Bezug auf die von der Axe der Triebwelle bis an den Leitpunkt der Coulisse gezogene Verbindungslinie, symmetrisch aufgekeilt sind: daß aber hiernach die Winkel, welche die Halbmesser der Excentricitäten des Excentriks mit einer Verticalen einschließen, die auf dem Krummzapfen senkrecht steht, verschieden sind. Der Winkel, welchen das Excentrik für den Vorwärtsgang mit der Verticalen einschließt, ist um $16^0 24'$ kleiner, und der Winkel, welchen das zweite Excentrik mit der Verticalen bildet um $16^0 24'$ größer, als derjenige Winkel, welchen beide Excentricitäten mit der Verbindungslinie zwischen Triebwellenaxe und Leitpunkt der Coulisse einschließen. Hieraus folgt nun die einfache Regel: bei der Rechnung denselben Weg einzuschlagen und dieselben Formeln zu benutzen, wie im vorigen Beispiele. Man gelangt dabei zu gewissen Werthen von r, ϑ, e und i; anstatt dabei aber für den Winkel, um welchen das Excentrik gegen die Verticale zum Krummzapfen verstellt ist, $90 - \vartheta$ zu nehmen, muß man diesen Winkel $90 - \vartheta - 16^0 24'$ wählen, während für das zweite Excentrik dieser Winkel $90 - \vartheta + 16^0 24'$ zu nehmen ist. Befindet sich der Schieber anstatt oberhalb, unterhalb des Cylinders, so findet das Umgekehrte statt, dann ist der Winkel, um welchen die Halbmesser der Excentricitäten von der Verticalen zur Krummzapfenrichtung abweichen, für das Excentrik des Vorwärtsganges $90 - \vartheta + 16^0 24'$ und für das des Rückwärtsganges

$$90 - \vartheta - 16^0 24'$$

Man kann die Frage auch auf andere Weise beantworten. Stellen wir uns vor, die Halbmesser der Excentricitäten seien gegen den Krummzapfen gleich geneigt, so ist ersichtlich, wenn der Krummzapfen eben in der Richtung ON (aber von N abgewendet) steht, also unterhalb der Linie OLL′, einen Winkel von $16^0 24'$ mit derselben bildet, daß die Bewegung des Schiebers in der Richtung ON durch die gewöhnlichen Formeln gegeben sein wird und daß, wenn der Krummzapfen sich um $16^0 24'$ gedreht hat, also in die Richtung OLL′ (von L abgewendet) gekommen sein wird, der Schieber einen diesem Winkel entsprechenden Weg schon zurückgelegt hat. Der Schieber ist also eine diesem Winkel entsprechende Strecke vor dem Kolben voraus. Die Formeln für die Schieberstellungen bleiben also unverändert, weil man, wie früher geschah, die Winkel $= 0$ setzt, wenn der Krummzapfen in der Verlängerung der Richtung ON liegt; alle Rotatationswinkel ω aber, die sich auf die Stellungen des Kolbens beziehen, müssen um $16^0 24'$ vermehrt werden; so ist z. B. wenn der Kolben an dem einen Ende seines Laufes steht nicht $\omega = 0$, sondern $\omega = 16^0 24'$ an dem Ende nicht $\omega = 180^0$ sondern:

$$\omega = 180^0 + 16^0 24' = 196^0 24',$$

weil man, ich wiederhole es, die Winkel von der über O hinaus verlängerten Richtung ON aus zählt und bei ihrer Bestimmung nicht von der Verlängerung der Linie OL aus geht. Aus demselben Grunde wird man, wenn der Schieber an der untern Seite des Cylinders liegt, von den Winkeln, welche sich für die Lagen des Kolbens ergeben, stets den Winkel NOI in Abzug bringen müssen.

Es sollen nun für vorliegendes Beispiel die bekannten Größen der in Rede stehenden Maschine näher angegeben werden. Die Coulisse hatte 8 Grade für den Vorwärtsgang und 8 für den Rückwärtsgang. Die Excentrikstangen waren gegen einander geneigt. Man wollte für den 8. Grad Dampfzutritt, während der Kolben 0,75 seines Laufes zurücklegte und die Dampfentweichung sollte bei demselben Grade eintreten, wenn der Kolben noch 0,08 seines Laufes zurückzulegen hatte. Man wollte ferner für den 8. Grad ein Voreilen von $0{,}^m007$ und dabei als größte Eröffnung a der Dampfkanäle $0{,}^m027$ erreichen. Man hat $2c = 0{,}^m485$ und den Gesammtweg des Leitblocks in der Coulisse $0{,}^m325$ angenommen; ferner war:

$$m = 0{,}^m28;\ b = 1{,}^m910 \text{ und } d = 1{,}^m230.$$

Was die hier zu benutzenden Formeln betrifft, so sind es dieselben, wie im vorigen Beispiele.

Es ist also:

$$\operatorname{tg}\vartheta = \frac{\operatorname{tg}\Omega + \frac{u}{d}}{1 - \frac{u}{c} - \frac{u}{d}\operatorname{tg}\Omega}$$

Ferner:

$$B = r\left(1 - \frac{u}{c}\right)\sin\vartheta - \frac{ur}{d}\cos\vartheta$$

und

$$A = r\cos\vartheta + \frac{ur}{d}\sin\vartheta$$

Nur die Formel $\omega_0 = -\frac{\delta'}{B}$ wird durch die folgende ersetzt, die auf gleiche Weise entwickelt wird:

$$(d\omega_0) = \frac{\delta'}{B\cos\varphi - A\sin\varphi}$$

In dieser Formel bezeichnet φ den Winkel, von dem wir oben sprachen, und der im vorliegenden Falle $16^0\,24'$ beträgt und $(d\omega_0)$ bezeichnet die gewöhnliche negative Größe, die man zu dem Winkel ω addiren muß, um den Rotationswinkel ω_0 zu erhalten, bei welchem der Dampfzutritt beginnt.

Die Formel endlich, welche den Halbmesser r der Excentricität ergiebt, ist für vorliegenden Fall:

$$r = \frac{(a-\delta)'}{\cos(\vartheta-\Omega) - \cos(\vartheta-\varphi) - \frac{u}{d}[\sin(\vartheta-\varphi) - \sin(\vartheta-\Omega)] - \frac{u}{d}\sin\vartheta(\sin\Omega - \sin\varphi)}$$

Diese allgemeine Formel ergiebt sich auf demselben Wege wie die in den übrigen Beispielen.

Das Ende des Zutritts findet bei 0,75 des Kolbenlaufes statt, also wenn der Kolben $0{,}^m42$ zurückgelegt hat.

Macht man $l = 0{,}^m42$ in der Formel:

$$l = \sqrt{b^2 - m^2\sin^2\omega} - b + m(1 - \cos\omega),$$

so findet sich nach 2 oder 3 Wiederholungen für den Winkel, welcher dem Ende des Dampfeintritts entspricht $123^0\,25'$, wobei man aber von der Lage des Krummzapfens ausging, bei welcher der Kolben am Ende seines Laufes war. Geht man aber von der oben bezeichneten Lage aus, so wird

$$\omega_1 = 123^0\,25' + 16^0\,24' = 139^0\,49'.$$

Der Winkel Ω ist stets gleich dem Mittel aus den beiden dem Anfange und dem Ende des Dampfzutritts entsprechenden Rotationswinkeln. Nimmt man daher als ersten Näherungswerth von ω_0 den Winkel $\varphi = 16^0\,24'$, welcher dem Beginn der Kolbenbewegung entspricht, so ergiebt sich als erster Näherungswerth von Ω:

$$\Omega_1 = \frac{16^0\,24' + 139^0\,49'}{2} = 78^0\,6'\,30''.$$

Dies in obige für $\operatorname{tg}\vartheta$ gegebene Formel eingesetzt, giebt den ersten Näherungswerth von ϑ:

$$\vartheta_1 = 85^0\,42'\,30''.$$

Diese beiden Werthe in den für r gegebenen Ausdruck substituirt, giebt als ersten angenäherten Werth von r:

$$r_1 = 0{,}^m049224.$$

Mit Hilfe dieser Werthe folgt:

$B_1 = 0{,}0326524$; $A_1 = 0{,}0068762$ und $(d\omega_0)_1 = -12^0\,4'\,10''$.

Bei Anwendung der für $(d\omega_0)$ und r gegebenen Formel ist nicht zu vergessen, daß δ' und $(a-\delta)'$ die resp. mit dem Verhältnisse $\frac{MN}{MP}$ multiplicirten Werthe δ und $(a-\delta)$ bezeichnen.

Der erste Näherungswerth von ω_0 ist nun gleich dem Werthe φ, vermehrt um den Werth $(d\omega_0)_1$, d. h.:

$$(\omega_0)_1 = 16^0\,24' - 12^0\,4'\,10'' = 4^0\,19'\,50''.$$

Nimmt man aus $(\omega_0)_1$ und ω_1 das Mittel, so folgt als zweiter Näherungswerth Ω_2 von Ω

$$\Omega_2 = 72^0\,4'\,25''$$

und mit Hilfe dieses Werthes

$$\vartheta_2 = 81^0\,32'\,50'',$$

woraus wieder in schon bezeichneter Weise

$$r_2 = 0{,}^m058631 \text{ folgt.}$$

Ferner findet sich:

$$B_2 = 0{,}0383015,$$

$$A_2 = 0{,}0123904 \text{ und endlich}$$

$$(d\omega_0)_1 = -10^0\,39', \text{ woraus}$$

$$(\omega_0)_2 = 5^0\,45' \text{ und } \Omega_3 = 72^0\,47' \text{ wird.}$$

Wiederholt man die ganze Reihe der Operationen, so findet sich

$$\vartheta_3 = 82^0\ 2'\,50'' \text{ und } r_3 = 0{,}^m057386$$

$$\vartheta_4 = 81^0\,59'\,10'' \qquad r_4 = 0{,}^m057526.$$

Man kann daher setzen:

$\vartheta = 82^0$ oder den Winkel des Voreilens $= 8^0$ und

$r = 0{,}^m0575$.

Zur Berechnung der äußern Deckung dient die Formel:

$$(e+\delta)' = r\cos(\vartheta-\varphi) + \frac{ur}{c}\sin(\vartheta-\varphi) - \frac{ur}{c}\sin\vartheta\sin\varphi$$

welche ausspricht, daß, wenn der Rotationswinkel $\omega = \varphi$ ist, d. h. wenn der Kolben am Ende seines Laufes befindlich ist, der Schieberlauf $e+\delta$ oder das Voreilen δ beträgt. Man findet nach Einführung der bekannten Größen:

$$(e+\delta)' = 0{,}^m0218781 \text{ und}$$

$$(e+\delta) = \frac{MN}{MP}(e+\delta)' \text{ ist:}$$

$$e+\delta = 0{,}024925 \qquad \text{und daher}$$

$$e = 0{,}^m017925 \text{ oder } e = 0{,}^m018.$$

Bestimmen wir nun noch die innere Deckung i.

Die Dampfentweichung sollte der Aufgabe gemäß eintreten, wenn der Kolben noch um 0,08 seines Laufes oder um $0{,}^m0448$ vom Ende entfernt ist. Setzt man daher $l = 0{,}56 - 0{,}0448 = 0{,}^m5152$ in die Formel:

$$l = \sqrt{b^2 - m^2\sin^2\omega} - b + m(1-\cos\omega)$$

ein, so folgt nach mehreren annähernden Bestimmungen:

$$\omega = 149^0\,14'\,10''$$

und hieraus der entsprechende Rotationswinkel ω_3:

$$\omega_3 = 149^0\,14'\,10'' + 16^0\,24' = 165^0\,38'\,10''.$$

Diesen Werth in die Formel:

$$i' = -r\cos(\vartheta-\omega_3) - \frac{ur}{d}\sin(\vartheta-\omega_3) + \frac{ur}{c}\sin\vartheta\sin\omega_3$$

eingesetzt, giebt:

$$i' = 0{,}0020181 \text{ oder}$$

$$i = \frac{MP}{MN} . i' = 0{,}^{m}002299 \text{ oder}$$

genau genug: $i = 0{,}^{m}00225.$

Wir haben also erhalten:

1) Den Winkel des Voreilens . . . $= 8^{0}$
2) Den Halbmesser der Excentricität $= 0{,}^{m}0575$
3) Die äußere Deckung . . . . . $= 0{,}^{m}018$
4) Die innere Deckung . . . . . $= 0{,}^{m}00225$

und dies sind auch dieselben Werthe, welche man bei der Construction der Maschine angenommen hatte.

Die Anzahl der Beispiele hätte vermehrt werden können, doch läßt sich für die verschiedenen Fälle leicht erkennen, von welchen Formeln Gebrauch gemacht werden muß. Es hätte z. B. der Fall noch nähere Betrachtung finden können, wo beide Excentriks unter verschiedenen Winkeln gegen den Krummzapfen aufgekeilt sind; das läuft aber nur darauf hinaus, dem Schieber in Hinsicht des Kolbens ein gewisses Vorauseilen oder Zurückbleiben zu geben, welches der Differenz der beiden Winkel entspricht. In diesem Falle (s. Formel 26) hat man in dem Winkel ε eine Unbekannte mehr und wird daher eine bekannte Größe mehr annehmen müssen. In der letzten Aufgabe hätte man z. B. noch den Dampfzutritt für einen der letzten Expansionsgrade als bekannt annehmen können, wonach die Formel:

$$\operatorname{tg}\vartheta = \frac{\operatorname{tg}\Omega + \frac{u}{d}}{1 - \frac{u}{c} - \frac{u}{d}\operatorname{tg}\Omega}$$

durch die beiden folgenden zu ersetzen gewesen wäre:

$$\operatorname{tg}\sigma = \frac{\operatorname{tg}(\Omega+\varepsilon) + \frac{u}{d}}{1 - \frac{u}{c} - \frac{u}{d}\operatorname{tg}(\Omega+\varepsilon)} \quad \text{und} \quad \operatorname{tg}\sigma = \frac{\operatorname{tg}(\Omega'+\varepsilon) + \frac{u'}{d}}{1 - \frac{u'}{c} - \frac{u'}{d}\operatorname{tg}(\Omega'+\varepsilon)}$$

Die zweite Formel bezieht sich dann auf einen der letzten Grade, für welche eben der Dampfzutritt als bekannt vorausgesetzt wurde.

Beide Formeln werden für die nach und nach genauer bestimmten Werthe von Ω und Ω' auch endlich die erlangten Werthe von σ und ε ergeben. Der Gang der Rechnung bleibt übrigens derselbe.

Beschreibung eines Tachometers für den Gebrauch bei Locomotiven,

erfunden von **M. Deniel**,
Betriebsdirector der Eisenbahn zwischen Montereau und Troyes.

Von

Gustav Werther,
Civilingenieur.

(Hierzu Taf. 20.)

Die Eisenbahnverwaltungen haben immer einen gewissen Werth darauf gelegt, von den Maschinenführern die größtmögliche Regelmäßigkeit im Gange der Locomotiven zu erlangen. Zu diesem Zwecke haben viele Gesellschaften den Eifer und die Intelligenz ihrer betreffenden Beamten sowohl durch Strafauflagen, als auch durch Prämien anzuspornen gesucht. Aber immer blieb es eine schwere Aufgabe, die Uebertretungen nachzuweisen, welche sich ein Locomotivenführer gegen das Dienstreglement, in Betreff der Vorschriften über den Gang der Maschinen, hatte zu Schulden kommen lassen. Und wenn selbst dieser Nachweis einen hinlänglichen Grad von Sicherheit erlangte, so war dann der Führer nie in Verlegenheit wegen des Zuwiderhandelns gegen die Fahrordnung, sich mit einem Zeitverluste, der durch Manövers auf den Stationen entstanden war, oder auf sonst eine Weise zu entschuldigen.

Wie unbedeutend auch beim ersten Anblick die Folgen einer den Zügen aufgedrungenen Regelmäßigkeit der Bewegung für den Betrieb einer Eisenbahn erscheinen mögen, so werden dadurch doch so wichtige Interessen berührt, als daß die Bemühungen, welche man in neuerer Zeit aufgewendet hat, um sichere Nachweise über die Bewegung einer Locomotive auf der Bahn zu erlangen, hätten erfolglos bleiben können. Es greift die Geschwindigkeit, mit welcher die Züge gefahren werden, in doppelter Hinsicht in die Verwaltung des Betriebs einer Eisenbahn ein: 1) bezüglich des Feuerungsmaterials, dessen Verbrauch um so stärker auf einer Fahrt ist, mit je größerer Geschwindigkeit dieselbe zurückgelegt wird, und 2) hinsichtlich der Erhaltung der Fahrzeuge und des Oberbaues, welche beide sich desto leichter und schneller abnutzen, je heftiger die Stöße und Erschütterungen in Folge der Fahrgeschwindigkeit werden.

Selbst für die Sicherheit der Eisenbahnreisenden liegt eine Garantie in jener Gleichmäßigkeit der Bewegung, da nicht wohl bestritten werden kann, daß, wenn ein im Gange befindlicher Zug durch einen plötzlichen Umstand in Gefahr

geräth, sich dieselbe mit der im Augenblicke der Gefahr erlangten Geschwindigkeit des Zuges vergrößert. Aus diesem Gesichtspunkte besonders sollte sich die Behörde, welcher die polizeiliche Ueberwachung des Eisenbahnbetriebes in einem Lande obliegt, nicht gleichgiltig gegen die Versuche zeigen, welche in der Absicht geschehen sind, ihr ein Controlmittel an die Hand zu geben, dessen Resultate jede Kritik bestehen können.

Die einzelnen Eisenbahnverwaltungen können aber auch ihrerseits selbst schon gewichtige Gründe haben, eine derartige Controle zu führen, namentlich dann, wenn die Beförderung der Züge, wie es an einigen französischen Eisenbahnen der Fall ist, in Entreprise gegeben ist. Denn alsdann liegt es im Interesse des Entrepreneurs, das von dem der Bahnverwaltung ein sehr verschiedenes ist, die Geschwindigkeit der Züge keineswegs zu übertreiben, sondern sie auf Kosten der Pünktlichkeit vielmehr noch unter der reglementsmäßig vorgeschriebenen Zeit zu halten. Schon aus dem bisher Gesagten läßt sich entnehmen, daß die Construction eines Tachometers (Geschwindigkeitsmessers) für den Gebrauch bei Eisenbahnen eine ebenso interessante als wichtige Aufgabe war, um nicht eine genügend praktische Lösung herbeizuführen. Wie bereits erwähnt, ist schon mehrfach versucht worden, dieses Ziel zu erreichen, allein keiner von den bisher in Vorschlag gekommenen Apparaten hat den gestellten Anforderungen in solcher Weise entsprochen, als der, welcher im Folgenden besprochen, und in den Fig. 1—6, Taf. 20 abgebildet ist.

Dieser Apparat beschränkt sich nicht allein darauf, ununterbrochen Nachweis über die Geschwindigkeit einer Locomotive zu liefern, was dem Führer derselben *vor* seiner Ankunft am Bestimmungsorte durchaus zu gar nichts nützen würde, sondern er stellt auch auf einem Zifferblatte vermöge eines Zeigers (JJ Fig. 6, 1 u. 2) dem Maschinenführer unverzüglich das genaue Maß der Fahrgeschwindigkeit in *jedem* Augenblicke der Fahrt zu Gesicht. Es kann also weder der Zugführer noch der Maschinist sich bei Verletzung der gesetzlichen Bestimmungen mit dem schlechten Gange einer Uhr oder der fehlerhaften Abschätzung der Entfernungen entschuldigen. Ueberdies ist das Princip, welches der Einrichtung des Apparates zu Grunde liegt, und die mechanische Ausführung desselben so einfach, daß man sich auf die Richtigkeit seiner Leistungen sicher verlassen kann.

Das Constructionsprincip des Apparates ist dadurch ausgedrückt, daß man von der Art einer Bewegung sich nur dann erst eine genaue Vorstellung machen kann, wenn man ebenso wohl *über das Maß der Geschwindigkeit*, mit welcher sich ein Gegenstand zu einem *bestimmten Zeitpunkte* bewegt, als auch über die *Zeitdauer* der ganzen Bewegung Kenntniß besitzt.

Demzufolge besteht der Apparat, der Hauptsache nach, aus zwei an und für sich sehr wohl bekannten Elementen. Ein *Centrifugalpendel* (dem Regulator an Dampfmaschinen nicht unähnlich), bei welchem die Wirkung der Schwere durch die Elasticität vertreten ist, bildet das erste Element. Seine Welle oder Are (BB, Fig. 1, 2 u. 3) liegt horizontal und trägt vier bogenförmige Federn (C,C, Fig. 1 u. 2), deren Enden auf der einen Seite mit einem an der Welle B *feststeckenden* Ringe (E'E' Fig. 2), und auf der andern Seite mit einer auf der Welle verschiebbaren Dülle EE verbunden sind. Diese Federn tragen in ihrer Mitte kleine Kugeln (DD, Fig. 1 u. 2) von Messing zu dem Zwecke, vermöge ihrer Masse die Wirkung der Centrifugalkraft zu verstärken. Wenn dieser Kugelapparat, der seine drehende Bewegung vermittelst eines Schnurlaufes (AA, Fig. 2, 3 u. 6) von einer der Locomotiv-Aren zugeführt erhält, eine hinlängliche Geschwindigkeit erlangt hat, damit die Centrifugalkraft den Widerstand der vier Federn überwinden kann, so entfernen sich die Kugeln von der Drehungs-Are B, ziehen die bewegliche Dülle EE, an welchen die Enden der Federn einerseits befestigt sind, nach sich, und bringen so eine horizontale Bewegung hervor, deren Weite von der Rotationsgeschwindigkeit der Locomotivenare abhängt, mit welcher der Apparat durch den Schnurlauf in Verbindung steht. Diese Horizontalbewegung wird durch den gabelförmig gespaltenen Hebel FF und die Welle GG (Fig. 1, 2 u. 4) einerseits vermöge des Hebels HH (Fig. 1 u. 2) auf den schon erwähnten, die Fahrgeschwindigkeit angebenden Zeiger JJ (Fig. 1, 2 u. 6), andrerseits vermöge des Hebels K (Fig. 2 u. 4) auf einen in einer horizontalen Geradführung MM gleitenden Stahlstift L (Fig. 1, 2 u. 4) übertragen.

Von dem eben bezeichneten Hebel HH aus geschieht die Uebertragung der Bewegung auf den Zeiger JJ, vermöge eines in Fig. 2 sichtbaren Kettchens, welches um die auf der Are dieses Zeigers steckende Trommel I (Fig. 1 u. 2) gelegt ist. In dieser Trommel befindet sich eine Feder, die den Zeiger J jedes Mal wieder zurückführt, wenn sie durch das Kettchen nicht angespannt gehalten wird.

Das zweite wesentliche Element des Apparats besteht in einem *Uhrwerke* NN (Fig. 1, 2 u. 5), welches so eingerichtet ist, daß seine Hauptare zu einem Umlaufe eine gewisse, durch die Bedürfnisse des Bahnbetriebes vorgeschriebene Zeit, gewöhnlich 5 oder 6 Stunden, braucht. An dieser Hauptare steckt eine verticale Metallscheibe OO (Fig. 1, 2 u. 4), auf welche ein folgendermaßen eingerichtetes, ebenfalls kreisrundes Blatt Papier PP concentrisch aufgespannt wird: Concentrische Kreise bezeichnen darauf die verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten und zwar entspricht der größte Kreis der Ruhe, der kleinste hingegen der höchsten Geschwindigkeit, die der Apparat messen soll. Diese concentrischen Kreise werden durch gerade, nach dem gemeinsamen Mittelpunkte gerichtete und die Kreisumfänge in Stunden und Minuten ein-

theilende Linien (Radien) durchschnitten. Wenn also die Scheibe, wie bei den in Rede stehenden Apparaten der Montereau-Troyes Eisenbahn, 6 Stunden braucht, um eine Drehung zu vollführen, so theilen diese Radien einen jeden der Kreise in 360 Theile (Fig. 4, 7, 8 u. 9).

Der Stift L, welcher durch den Kugelapparat eine geradlinige Bewegung erhält, wird vermöge einer in seiner Hülse steckenden Spiralfeder fortwährend leise gegen die soeben beschriebene Papierscheibe PP (Fig. 1, 2 u. 4) gedrückt. Seine Ruhestellung fällt mit dem größten auf dieser Scheibe verzeichneten Kreise zusammen.

Man sieht nun schon, daß die beiden Bewegungen (die geradlinige des Stiftes und die kreisförmige der Scheibe) combinirt als Resultate eine Curve auf dem Papiere hinterlassen müssen (Fig. 4, 7 u. 9), deren Ordinaten auf den Umfang des größeren Kreises bezogen den verschiedenen Geschwindigkeiten entsprechen, welche die Welle des Kugelapparates, und mithin auch die Locomotivare, von welcher jene ihre Bewegung erhielt, in den aufeinander folgenden Zeitpunkten besaß.

Es ist aber auch von Wichtigkeit, nicht blos das Maß der verschiedenen Geschwindigkeiten eines Zuges während der Fahrt zu wissen, sondern es ist auch nöthig, den Zeitpunkt genau erkennen zu können, wann ein Zug an einer Station anhält und sie wieder verläßt. Da indessen der Apparat die Geschwindigkeiten unter 10 bis 12 Kilometer, das sind 1,347 bis 1,616 geographische Meilen, in der Stunde, wegen der geringen Centrifugalkraft der Kugeln nicht messen kann, so würde er so kleine Geschwindigkeiten mit völliger Ruhe gleichstellen. Er ließe also über die Zeit in Ungewißheit, wann ein Zug überhaupt stillgestanden hat, und gäbe auch über die Manöver an den Stationen, welche doch stets mit geringer Geschwindigkeit vollzogen werden, bezüglich ihrer Zeitdauer, keine Auskunft. Um also diesen sehr nützlichen Nachweis über den Beginn und das Ende des Stillstandes einer Maschine auch zu erhalten, mußte man sich noch eines andern Mittels bedienen.

Man bemerkt an der Linie der Bewegung (Fig. 7, 8 u. 9), daß den Ruhepunkten, am Umfange einer Scheibe, immer ein sehr dicker Strich vorausgeht und ein eben solcher nachfolgt. In der Wirklichkeit ist derselbe 2 Millimeter breit. Dieser Strich, der nichts weiter als eine Aufeinanderfolge kleiner, sehr nahe an einander gelegener Ordinaten ist, wird von dem Stifte L verzeichnet, so lange die Geschwindigkeit der Locomotive noch nicht 10 Kilometer oder 1,347 geogr. Meilen in der Stunde überschreitet. Um dem Stifte die kleine zitternde Bewegung (von $0{,}^{m}002$ Länge) mitzutheilen, in die er so oft verfällt, als der Kugelapparat in den Ruhestand übergeht, oder sich wieder zu drehen anfängt, war nur nöthig, die dem Lagerbocke SS (Fig. 2) zugekehrte, ringförmige Fläche der beweglichen Dülle EE schräg abzuschneiden und den Rand des Lagers der Welle B mit einer entsprechend weit vorstehenden Erhöhung zu versehen, gegen welche die schiefe Fläche der Dülle trifft. Hierdurch wird bei langsamer Drehung der Welle B, wie leicht begreiflich, der Dülle eine sich auf alle übrigen Theile des Apparates, bis zum Stifte L übertragende hin und her gehende Bewegung ertheilt.

Auf diese Weise also erhält man nicht nur die Grenzen der Ruhe, sondern es werden auch alle Manöver einer Locomotive an den Stationen, gleichviel mit welcher Geschwindigkeit sie geschehen, ihrer Dauer nach auf der Papierscheibe P (Fig. 7, 8 u. 9) mit größter Pünktlichkeit verzeichnet.

Den ganzen Apparat umgiebt, wie aus den Fig. 1 bis 6 ersichtlich, ein verschließbares Gehäuse UU, 0,21 Meter = $8^{7}/_{8}''$ sächs. breit, $0{,}^{m}23 = 9^{3}/_{4}''$ hoch und $0{,}^{m}30 = 12^{3}/_{4}''$ lang.

An der einen schmalen und dem Maschinenführer zugewendeten Seite dieses Gehäuses oder Kästchens U, sieht man ein Zifferblatt, dessen Eintheilung den verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten entspricht, und eben so, wie die concentrische Theilung der Papierscheiben, auf denen die Bewegung graphisch dargestellt wird, durch Versuche ermittelt ist. An diesem Zifferblatte kann der Führer, wie bereits erwähnt, jeden Augenblick das Maß der Fahrgeschwindigkeit ablesen.

Auf der entgegengesetzten Seite des Apparatkästchens befindet sich das Zifferblatt einer Uhr, deren Zweck darin besteht, den Gang des einen Theil des Tachometers ausmachenden Uhrwerks darnach zu richten, andererseits darin, die genaue Zeit der Abfahrt von der ersten Station bei Ankunft am Ende der Fahrt nachzuweisen. Es ist dies ein sehr wesentlicher Punkt, weil die Richtigkeit der Zeitnotirungen während der Fahrt offenbar von der Genauigkeit dieser Angabe abhängt.

Um es nochmals zu wiederholen, der im Vorstehenden beschriebene Apparat liefert über den Gang der Locomotiven und der Züge einen so vollständigen Rapport, als es nur jeder mit der Ueberwachung und Controle der Beförderung der Züge auf einer Eisenbahn betraute Beamte wünschen kann. Er giebt vermöge der graphischen Darstellung der Bewegung den Betriebsdirectoren vollständige Kenntniß über die Art, in welcher der Maschinist seinen Zug geführt hat. Die Verzögerungen und Beschleunigungen der Bewegung, sowie deren Ursachen und Dauer werden genau aufgezeichnet und jeder Unterschleif ist dabei unmöglich. Wenn die Maschinenführer genöthigt sind, die Geschwindigkeit ihrer Maschinen innerhalb der gewöhnlich durch die Betriebsreglements festgestellten Grenzen zu beschleunigen, so können sie dies mit der Ueberzeugung thun, diese Grenzen in der That nicht zu überschreiten, da sie stets eine Controle vor Augen haben, welche bei der Ankunft am Bestimmungsorte durch das Bild der Bewegung bestätigt wird. Ferner können vermöge dieser Darstellung der Bewegung die Betriebsvorsteher

sich ersparen von ihren Unterbeamten die gewöhnlich sehr oberflächlich und unrichtig geführten Rapporte einzufordern, da diese für die Verantwortung der Ungenauigkeiten und Dienstvernachlässigungen in Bezug auf den Gang der Züge einen sehr weiten Spielraum lassen. Auch sind diese Aufzeichnungen noch in den glücklicherweise seltenen Fällen nützlich, wo entweder durch den Unverstand oder die Nachlässigkeit eines Maschinenführers das Leben der Eisenbahnreisenden in Gefahr gesetzt worden ist, und die Eisenbahnverwaltung deshalb zur Verantwortung gezogen wird. Es kann dann Schwarz auf Weiß bewiesen werden, daß die Schuld davon oft allein auf dem Führer lastet. Es kann endlich eine Locomotive auch in den Bahnhöfen und an den Zwischen-Stationen keine Bewegung machen, worüber die Papierscheibe keinen Nachweis enthielte. Der zu den Bahnhofsmanövern etwa nöthig gewesene Zeitaufwand ist nach Minuten mit fast mathematischer Genauigkeit angegeben.

Aus der Fig. 7 ist nächst der Eintheilung der Papierscheiben noch das Bild der Bewegung des Personenzuges Nr. 9 vom 7. Sept. 1852 in halber natürlicher Größe abgebildet.

Die sehr plötzlich gebrochene Bewegungslinie, welche Fig. 8 zeigt, stellt die Fahrt einer Maschine allein dar, welcher Herr Ingenieur Couche am 1. Sept. 1852, vom Ministerium der öffentlichen Arbeiten in Paris dazu beauftragt, beiwohnte, um die Empfindlichkeit des beschriebenen Apparats und die Leichtigkeit, mit der derselbe den plötzlichen Aenderungen der Geschwindigkeit folgt, sowie die Uebereinstimmung der Geschwindigkeitsangabe des Zeigers mit der auf dem Papiere dargestellten Linie zu prüfen.

Fig. 9 veranschaulicht nächst einer von Fig. 7 bezüglich der Fahrgeschwindigkeiten etwas verschiedenen Eintheilung der Scheibe, die Bewegung eines Güterzuges, nämlich des Zuges Nr. 6 vom 28. Febr. 1853.

Die Linien der Bewegung werden auf den Papierscheiben gewöhnlich farbig, am häufigsten blau verzeichnet. Dies geschieht, indem man über die Papierscheibe beim Einspannen noch ein Blatt sehr feines, auf besondere Art präparirtes Papier legt, von welchem sich an den Stellen, die der Stahlstift L überfährt, etwas Farbe auf die darunter liegende weiße Scheibe abdrückt. Ein solches Blatt Papier dient für eine lange Zeit.

Schließlich sei noch bemerkt, daß Herr Deniel für Frankreich auf die Construction dieses von ihm erfundenen Tachometers ein Patent besitzt, und daß durch Herrn Quillet, Uhrmacher und Inspector der zur Eisenbahn von Montereau nach Troyes gehörenden elektr. Telegraphenlinie, dergleichen Apparate angefertigt werden.

Vermittelst einer sehr geringfügigen Aenderung in der mechanischen Ausführung der einzelnen Theile des soeben beschriebenen Apparates, namentlich des Uhrwerks, würde man die Linie der Bewegung anstatt auf einem kreisförmigen Blatte Papier auf einem Streifen dargestellt erhalten, worin in der That in mancher Beziehung einige Bequemlichkeit liegt. Das Uhrwerk brauchte zu diesem Ende nur anstatt eine Scheibe um ihr Centrum, einen Cylinder um seine Axe umzudrehen, dessen Umfang mit dem Papierstreifen, auf welchem die graphische Darstellung erfolgen soll, belegt ist. Die einmalige Drehung dieses Cylinders um seine Axe hat genau in derselben Zeit zu geschehen, wie vorhin eine Revolution der Scheibe P um ihren Mittelpunkt.

Die Abscissenaxe der Bewegungslinie, die der Ruhe oder der Fahrgeschwindigkeit 0 entspricht, würde bei dieser Einrichtung des Apparates eine um den erwähnten Cylinder winkelrecht zu seiner Axe gelegte gerade Linie sein. Auf ihr wird die Zeit gemessen. Sie ist deshalb genau in eben so viele Theile eingetheilt (Stunden und Minuten), wie vorhin der größte Kreis einer Scheibe (Fig. 7 u. 9).

Die Ordinaten der Bewegungslinie, welche das Maß der Fahrgeschwindigkeit zu jedem Zeitpunkte während einer Fahrt bezeichnen, würden zu der geradlinigen Abscissenaxe und in deren Theilpunkten zwar ebenfalls normal stehen, dabei aber nicht, wie auf den Scheiben, nach einem Punkte hin convergiren, sondern unter sich und der Cylinderaxe parallel laufen.

Die Scala der Fahrgeschwindigkeiten ist bei der angedeuteten Abänderung des Apparates, wie von selbst verständlich, auf dem Papierstreifen, welcher den Umfang des Cylinders bedeckt, der an die Stelle der Scheibe P (Fig. 1, 2 u. 5) getreten ist, durch parallele und zur Axe des Cylinders winkelrecht laufende gerade Linien bezeichnet.

Das Bild der Bewegungslinie erhält in Folge dieser Einrichtung des Tachometers ein auch für Ungeübte leicht verständliches Ansehen, und die einzelnen Papierstreifen können dann sehr übersichtlich zusammengestellt und gesammelt werden, indem man sie täglich auf die Blätter eines eigens dazu bestimmten Buches aufklebt.

Festigkeitsversuche mit dreieckigen Stäben.

Von

C. R. Bornemann.

(Hierzu Taf. 21.)

Die Beobachtung, daß die Festigkeitsversuche für dasselbe Material sehr verschiedene Elasticitätsmodeln ergeben, je nachdem der Widerstand gegen das Zerreißen oder gegen das Zerdrücken in Anspruch genommen wird, macht es sehr zweifelhaft, daß die bei der Theorie der relativen Festigkeit zu Grunde gelegte Annahme, wonach innerhalb der sogenannten Elasticitätsgrenze der Widerstand der Fasern gegen das Zerreißen und Zerdrücken als gleich angesehen wird, wirklich richtig sei, und giebt zu der Vermuthung Anlaß, daß auch bei dieser Theorie auf die Verschiedenheit des Elasticitätsmodulus Rücksicht genommen werden müsse.

Diese Zweifel werden noch durch die bekannten und auch von mir in meinem früheren Artikel über die relative Festigkeit (vergl. Heft 1 dieser Zeitschrift) referirten Versuche von Hodgkinson mit gußeisernen T Barren verstärkt, welche eine sehr verschiedene Tragfähigkeit solcher Barren in den entgegengesetzten Stellungen derselben nachweisen, wenn auch hierbei nicht zu vergessen ist, daß die Verhältnisse im Momente des Bruches wesentlich verschieden sein müssen von denen, welche innerhalb der Elasticitätsgrenze stattfinden.

Es war daher schon längst mein Wunsch gewesen, zu meiner Aufklärung über diesen Gegenstand einige Versuche mit dreieckigen Barren, wie sie Poncelet anempfohlen hat, vornehmen zu können und nur der Mangel an einem befriedigenden Apparate ließ dieselben längere Zeit nicht zur Ausführung gelangen. In Nachstehendem theile ich nun die Ergebnisse einiger weniger Versuche mit, die ich mit einem freilich nur unvollkommenen Apparate an hölzernen und gußeisernen Barren anzustellen Gelegenheit hatte, und obgleich dieselben keineswegs die Eledigung der behandelten Frage zu geben vermögen, so halte ich doch ihre Resultate für interessant genug, um weitere Versuche anregen zu können. Bemerken muß ich noch vorher, daß mir inzwischen die weiter unten im Auszuge beigefügte interessante Abhandlung des Prof. Lamarle in Gent, „Ueber die Biegung des Holzes" im 3. Bande der Annales des Travaux publics de Belgique vom Jahre 1845 bekannt geworden ist, daß mich aber das dort erhaltene negative Resultat nicht abzuschrecken vermochte, theils weil ich gegen die Zweckmäßigkeit der angewendeten Form der Barren einige Bedenken hatte, theils weil ich mir von Beobachtungen an gußeisernen Barren verschiedene Resultate versprechen zu können glaubte.

Bevor ich die Ergebnisse der Versuche anführe, liegt es mir noch ob, den Apparat zu beschreiben. Derselbe bestand (vergl. Fig. 15 auf Taf. 21) blos aus zwei unter einander verbundenen festen Blöcken, die Barren lagen auf Unterlagen von hartem Holz, welche mit entsprechenden Einschnitten versehen waren. In der Mitte, wo die Last aufgehangen wurde, befestigte man einen Faden, der zu einem über dem Barren drehbaren und an einer kreisförmigen Scala sich hinbewegenden Zeiger führte. Die Vergrößerung war 14,46fach und die Eintheilung der Scala wurde direct durch Niederziehen des Fadens um 1, 2, 3 Millimeter u. s. f. bewirkt, die feinere Abtheilung in Zehntel-Millimeter wurde nur abgeschätzt. Es ist nicht zu leugnen, daß dieser Apparat große Unvollkommenheiten besitzt, indem 1) die Länge des Fadens bei den verschiedenen Versuchen nicht genau dieselbe blieb, also deshalb Reductionen vorgenommen werden mußten, und 2) die Zeigervorrichtung nicht in der Art mit dem Stabe verbunden war, daß sie bei etwaiger Veränderung der Auflagerung, z. B. wenn sich die Lager des Stabes etwas eindrücken sollten, von selbst nachzufolgen im Stande gewesen wäre, endlich 3) geht ihm wohl auch die für so feine Beobachtungen erforderliche Genauigkeit ab; indessen stimmten die Versuche doch so gut zusammen, daß wesentliche Fehler nicht vorgefallen sein dürften.

Die Stäbe waren sehr sauber gearbeitet; die hölzernen von Fichtenholz hatten folgende Dimensionen:

Stab Nr. 1. Länge 1,288 Meter, Gewicht 0,16 Kilogramm, Querschnitt wie Fig. 1, wo die Schraffirung die Lage der Fasern (Jahre) andeutet.

Stab Nr. 2. Länge 1,29 Meter, Gewicht 0,158 Kilogr. Querschnitt wie Fig. 2.

Die gußeisernen Stäbe, welche in ausgezeichneter Weise auf der Königin Marienhütte bei Zwickau hergestellt worden waren, hatten

Nr. 3. 1,142 Meter Länge und 1,45 Kilogr. Gewicht
Nr. 4. 1,1425 " " " 1,415 " "
Nr. 5. 1,14 " " " 1,385 " "

und ihre Querschnittsdimensionen sind aus den Fig. 3, 4 und 5 zu entnehmen.

A. Hölzerne Stäbe.

Mit dem hölzernen Stabe Nr. 1 wurden Versuche in 3 verschiedenen Lagen vorgenommen, nämlich, wenn die

Seite, auf welcher die Fasern senkrecht stehen, die Basis b genannt wird, so war

die erste Lage die, wo die Basis schräg lag,
die zweite " " " " " oben "
die dritte " " " " " unten "

Die ersten Versuche, welche in nachstehender Tabelle Nr. I zusammengestellt sind, sollten namentlich das Verhältniß der Einbiegungen bei sehr geringen Belastungen ermitteln und wurden mit demselben Stabe in den 3 Lagen vorgenommen.

Tabelle I. Holzstab Nr. 1.

Belastung in Kilogr.	Erste Lage Einbiegung		Zweite Lage Einbiegung		Dritte Lage Einbiegung	
	unter der Last	nach Abnahme	unter der Last	nach Abnahme	unter der Last	nach Abnahme
	Millim.	Millim.	Millim.	Millim.	Millim.	Millim.
0,1495	—	—	0,15	—	0,15	—
0,1655	0,15	—	0,20	—	0,25	—
0,1810	0,25	—	0,30	—	0,35	—
0,2125	0,40	—	0,40	—	0,40	—
0,2435	0,50	—	0,50	—	0,60	—
0,2745	0,60	—	0,65	—	0,70	—
0,3065	0,70	—	0,75	—	0,80	Spur
0,3375	0,80	—	0,90	—	0,90	0,05
0,3685	0,95	—	1,00	—	1,05	—
0,4310	1,15	—	1,30	—	1,35	0,10
0,4935	1,40	—	1,60	—	1,65	—
0,5560	1,70	—	1,80	Spur	1,95	—
0,6185	2,00	—	2,20	0,05	2,40	—
0,6810	2,25	—	2,45	—	2,70	0,20
0,7435	2,60	—	2,70	—	2,90	—
0,8060	2,75	—	2,95	0,10	3,15	—
0,8685	3,00	—	3,20	—	3,40	—
0,9310	3,20	—	3,40	—	3,80	0,30
0,9935	3,40	—	3,80	0,20	4,00	—
1,0560	3,70	—	—	—	4,30	—
1,1185	4,15	0,1	—	—	4,60	0,35

In Tabelle Nr. II sind die Einbiegungen, welche der Stab Nr. 2 ergab, neben diejenigen von Stab Nr. 1 gestellt, wobei bei Stab Nr. 1 die Basis unten, bei dem andern aber oben lag.

Tabelle IIb giebt die Versuche mit denselben Stäben, aber die hierin verzeichneten Einbiegungen sind nicht mit der Scala und dem Zeiger, sondern direct gemessen, weshalb diese Beobachtungen nicht mit der Tabelle II angeschlossen worden sind.

In vorstehender Tabelle enthält die erste Columne die angehängten Gewichte vermehrt um $^6/_8$ des Eigengewichtes des freiliegenden Theiles des Stabes und das Gewicht der Aufhängungsvorrichtung, und vermindert um das reducirte Gewicht des Zeigers. Die Einbiegungen sind angegeben nach der Größe, welche sie unter der Last zeigten, und daneben sind die Einbiegungen angegeben, welche nach der Abnahme der Last übrig blieben. Die Last hing nur so lange am Stabe, als zur Ablesung nöthig war. Aufhängen und Abhängen der Last wurde mit möglichster Vermeidung von Erschütterungen vorgenommen.

Tabelle II.

Belastung in Kilogr.	Stab Nr. 1. Dritte Lage Einbiegung		Stab Nr. 2. Zweite Lage Einbiegung	
	unter der Last	nach Abnahme	unter der Last	nach Abnahme
	Millim.	Millim.	Millim.	Millim.
0,1810	0,35	—	0,40	
0,2435	0,60	—	0,55	
0,3060	0,80	Spur	0,85	
0,3685	1,05	0,075	1,15	
0,4310	1,35	0,10	1,50	
0,4935	1,65	—	1,75	
0,5560	1,95	0,15	2,00	
0,6185	2,40	—	2,40	
0,7435	2,90	0,20	3,00	
0,8685	3,40	0,25	3,40	
0,9935	4,00	—	4,15	Spur
1,1185	4,60	0,35	4,85	—
1,3685	5,40	—	5,80	0,1
1,6185	6,65	0,40	7,00	—
1,8685	7,50	—	8,10	—
2,1185	8,90	0,45	9,25	0,15
2,3685	10,10	0,50	10,00	—
2,6185	11,25	—	11,50	0,20
2,8685	—	—		
3,1185	13,80	0,80		
3,6185	15,80	—		
4,1185	18,10	0,85		
5,1185	22,90	1,00		

Die Tabellen II und IIb auf folgender Seite sind ebenso eingerichtet, als Tabelle I.

Obwohl in diesen Tabellen die beiden Stäbe nebeneinandergestellt worden sind, so kann man, genau genommen, doch die Einbiegungen nicht direct vergleichen, indem die freie Länge bei Stab 1 nur 1,264 Meter, bei Stab 2 aber 1,272 Meter betrug, die Einbiegungen des letztern Stabes also um das $\left(\frac{1,264}{1,272}\right)^3$fache $= 0,98125$fache kleiner ausgefallen sein würden, hätte Stab 2 ebenfalls nur 1,264 M. freie Luft gehabt.

Die in der Tabelle IIb unter dem Striche angegebenen Einbiegungen entsprechen sogar der noch geringeren freien Länge von 1,258 M., müßten also mit $\left(\frac{1,264}{1,258}\right)^3 = 1,0338$ multiplicirt werden, um auf die Länge 1,264 Meter reducirt zu werden. Für die in Tab. II vorkommenden geringen Einbiegungen dürften aber diese Correctionen unberücksichtigt bleiben können.

Tabelle IIb.

Belastung in Kilogr.	Stab Nr. 1. Dritte Lage Einbiegung unter der Last	Stab Nr. 1. Dritte Lage Einbiegung nach Abnahme	Stab Nr. 2. Zweite Lage Einbiegung unter der Last	Stab Nr. 2. Zweite Lage Einbiegung nach Abnahme
	Millim.	Millim.	Millim.	Millim.
2,62	—	—	13,0	0,2
3,12	—	—	15,5	—
3,62	—	—	18,0	0,7
4,12	—	—	20,0	
4,62	—	—	23,0	
5,12	—	—	25,0	
6,12	—	—	30,0	
7,12	52	—	34	1,2
8,12	57	—	39,5	
9,12	—	—	45,5	
10,12	62	—	47,5	
12,62	82	—	60,6	
13,62	90	—	—	
14,62	101	—	—	
15,12	107	—	72	2,2
15,62	120	—	—	
16,12	128	—	—	
17,12	155	—	—	
17,62	—	—	83	
18,62	—	—	90,5	
19,62	—	—	98	
20,62	—	—	104	

Verzeichnet man die in diesen Tafeln angeführten Einbiegungen als Ordinaten zu den zugehörigen Belastungen, wie dies auf Tafel 21 in Fig. 6 geschehen ist, so erhält man gebrochene Linien, an welchen sich noch klarer die Resultate der Versuche erkennen lassen. Fig. 6 stellt die Tabelle I graphisch dar und man sieht daraus, daß man sehr gut gerade Linien für diese gebrochenen Linien substituiren kann. Diese geben für den Stab Nr. 1

in der 1. Lage eine Zunahme der Einbiegung v. 2,07 Millim.

" " 2. " " " " " " 2,22 "

" " 3. " " " " " " 2,34 "

pro halbes Kilogr. Gewichtszulage; doch ist deutlich wahrzunehmen, daß für dieselbe Gewichtszulage die Zunahme der Einbiegungen gegen das Ende der Curve hin größer wird. Das Auftreten der permanenten Einbiegungen erfolgt in der 3. Lage am frühesten und scheint überhaupt proportional mit der Größe der Einbiegungen. Sie werden in der 3. Lage bereits bei einer Einbiegung von 0,8 Millim. bemerkbar, welcher nach der Formel

$$\mu = \frac{48ae}{l^2}$$

in welcher e den Abstand der entferntesten Faser von der neutralen Axe, a die Einbiegung und l die Länge, μ aber die Längenausdehnung der entferntesten Faser bedeutet, eine Ausdehnung dieser Faser um das 0,00032fache entspricht.

Diese Formel entspringt aus folgender Betrachtung.

Die Einbiegung a eines an beiden Enden frei aufliegenden Balkens von der Länge l unter dem Gewichte P im Mittel wird bekanntlich gegeben durch

$$a = \frac{Pl^3}{48\,WE}.$$

Ferner ist das Product aus dem Kraftmomente M und dem Krümmungshalbmesser r gleich dem Biegungsmomente, also hat man $WE = Mr = Pl \cdot r$ und setzt man dieses ein in den Ausdruck für a, so wird

$$a = \frac{1}{r} \cdot \frac{l^2}{48}.$$

Es verhält sich nun aber die Ausdehnung μ einer Faser zu ihrem Abstande e von der neutralen Axe, wie 1 zu dem Krümmungshalbmesser, also ist $\frac{\mu}{e} = \frac{1}{r}$ und man hat also endlich

$$a = \frac{\mu}{e} \cdot \frac{l^2}{48},\quad \mu = \frac{48ae}{l^2}.$$

Berechnet man nach obigen mittleren Einbiegungen die Elasticitätsmodeln mittelst der Formel

$$E = \frac{Pl^3}{48Wa} \text{ und } W = \frac{1}{36}bh^3$$

(vergl. Weisbach, „Ingenieur- und Maschinenmechanik", Bd. I, §. 202), so hat man

1) für den Stab in der schrägen Faserlage:
$P = 0{,}5^{kil.}$, $l = 1{,}264^{m}$, $b = 0{,}^{m}0233$, $h = 0{,}^{m}0209$ also
$W = 0{,}00000000591$, $a = 0{,}^{m}00207$ und erhält
$E = 1723\,880000$ Kilogr.;

2) für den Stab mit nach oben gerichteter Basis
P und l wie vorher, $b = 0{,}^{m}024$, $h = 0{,}^{m}0205$ also
$W = 0{,}00000000575$, $a = 0{,}^{m}00222$ und
$E = 1664\,860000^{k}$;

3) für denselben Stab mit nach unten gerichteter Basis
P, l, W wie vorher und $a = 0{,}^{m}00234$ also
$E = 1565\,246000^{k}$.

Diese wachsende Abnahme der Elasticitätsmodeln ist zwar auffallend, doch bewegt sie sich allerdings nur in solchen Grenzen, welche nicht wohl weitere Schlüsse gestattet; wir kommen weiter unten nochmals darauf zurück.

Tafel II zeigt eine so große Uebereinstimmung der Einbiegungen bei beiden Stäben, daß man für beide dieselbe Einbiegung von 2,234 Millim. pro halbes Kilogramm Zulage annehmen kann und man berechnet hiernach:

Für das Prisma Nr. 1, mit abwärts gekehrter Basis, dessen Dimensionen so eben angegeben wurden,

E = 1565 246000 Kil.

und für das 2. Prisma mit aufwärts gerichteter Basis, dessen Breite $b = 0{,}^{m}024$, Höhe $h = 0{,}^{m}0205$, Länge $l = 1{,}^{m}272$ betrug, $W = 0{,}00000000575$ und

E = 1595 150000 Kil.

Die Tabelle IIb ist ziemlich unvollständig, da unter so hohen Gewichten die Durchbiegung so groß wurde, daß der Stab nahe dem Abgleiten war, ja bei Stab Nr. 2 erfolgte dieses sogar, so daß die Unterlagen näher zusammengeschoben werden mußten.

Der Stab Nr. 1 brach bei einer aufgelegten Last von 17 Kilogr. oder bei einer Totallast von 17,12 Kilgr. Bereits bei 12,62 Kil. Belastung zeigte sich rechts vom Mittel ein Rißchen und als der Bruch erfolgte, waren 6 Risse zu beiden Seiten der Hälfte bemerklich, und der Stab brach mit einer 36 Centimeter langen schiefen Trennungsfläche, wie Fig. 7 verdeutlicht.

Dagegen trug der Stab Nr. 2 20,62 Kilogr., als er brach und es ging diesem Momente nur ein leises Knistern voraus. Die Bruchfläche beginnt bei 2 Centim. rechts von der Hälfte und dehnt sich in schiefer Richtung 33 Centim. aus, wie es Fig. 8 zeigt. Der Stab hatte auf der rechten Seite blos 19,5 Millim. Höhe, auf der linken dagegen 20,4 Millim.

In der Tabelle schneidet der horizontale Strich diejenigen Versuche ab, wo die Auflagerungspunkte bis auf 1,258 M. Länge zusammengeschoben worden waren. Es wurde bei der weitern Belastung nachgemessen, um wieviel die Stablänge zwischen den Auflagen durch die fortschreitende Durchbiegung sich vermehrte und es betrug diese Vermehrung

bei	15,12	Kilogr.	Last	9,5 Millim.
"	17,12	"	"	13,0 "
"	18,62	"	"	15,5 "
"	20,62	"	"	20,5 "

Die Einbiegung betrug im Momente des Bruches bei Stab Nr. 1 0,155 Meter und bei Stab Nr. 2 0,104 Meter. Berechnet man nun für beide Stäbe nach der gewöhnlichen Formel

$$P = 4\frac{KW}{el}$$

(vergl. Weisbach, „Ingenieur- und Maschinenmechanik", Bd. I, §. 200) den Festigkeitsmodulus, so erhält man, da der Abstand e der entferntesten Faser von der neutralen Are in beiden Stellungen = 0,0137 Met. ist,

für das 1. Prisma mit abwärts gerichteter Basis

$$K = 12902000 \text{ Kilogr.}$$

und für das 2. Prisma mit aufwärts gekehrter Basis

$$K = 15469000 \text{ Kilogr.},$$

es wiederholt sich also auch hier die auffallende Erscheinung des Hodgkinson'schen Versuchs, daß derselbe Barren in entgegengesetzten Lagen sehr verschiedene Festigkeit besitzt. Es wird weiter unten nochmals hierauf zurückzukommen sein.

B. Gußeiserne Stäbe.

In derselben Weise wie die vorstehenden Versuche mit Holzstäben wurden ferner auch Versuche mit den 3 gußeisernen Barren abgeführt, deren Profile, wie bereits bemerkt, in den Fig. 3, 4 u. 5 in denjenigen Stellungen verzeichnet sind, in welchen ihre relative Festigkeit ermittelt wurde. Bei Stab Nr. 3 betrug die freie Länge 1,126 Meter und die Seite, welche beim Gusse zu oberst gelegen hatte, lag oben; bei Nr. 4 war die freie Länge 1,1225 Meter und die Gußoberseite lag unten; bei Stab Nr. 5 war die freie Länge 1,125 Meter und die Gußoberseite lag vertical.

Die nachstehenden Tabellen sind ebenso eingerichtet, wie Tabelle I und II und die Belastungen enthalten ebenfalls $^5/_8$ vom Eigengewichte der freien Länge und die Correction wegen der Zeigerwage; endlich ist zu bemerken, daß unter dem Striche diejenigen Beobachtungen angemerkt sind, bei welchen die Einbiegung direct gemessen wurde ohne vergrößernden Zeigerapparat.

Die beigegebene Rubrik „Bemerkungen" enthält die während des Entlastens gemachten Beobachtungen z. B. nachdem die Einbiegung unter der Last von 15,9355 Kilogr. beobachtet worden war, wurden 10 Kilogr. abgehoben und man fand die Einbiegung = 3,7 Millim.; man legte nun 5 Kilogr. zu und erhielt 7,1 Millim. Einbiegung u. s. w.

Nach nachstehenden 3 Tabellen sind in Fig. 9 die Belastungen als Abscissen und die Einbiegungen als Ordinaten angetragen worden, wobei von 1 bis 5 Kilogramm die zugehörigen Einbiegungen 10fach vergrößert angetragen sind. Die resultirenden 3 gebrochenen Linien gehen merklich auseinander und supponirt man dafür gerade Linien, so findet man, daß bei dem Stabe Nr. 3, welcher erst bei 1,8 Kilogr. Belastung ein regelmäßiges Fortschreiten der Einbiegungen wahrnehmen läßt, die Vermehrung der Einbiegung 0,3 Millim., bei dem Prisma Nr. 4 aber 0,444 Millim. und bei dem Prisma Nr. 5 0,4217 Millim. pro halbes Kilogr. Zulage beträgt.

Die Figur 10 giebt in derselben Weise die Einbiegungen unter höheren Belastungen, wobei dieselben in natürlicher Größe, die Gewichte aber im Maßstabe von 2 Millim. pro Kilogramm angetragen sind. Auch hier nähern sich die gebrochenen Linien sehr Geraden und zwar kann man annehmen, daß für $^1/_2$ Kilogr. Gewichtzulage die Zunahme der Einbiegungen beträgt:

bei	Stab	Nr.	3	0,425 Millimeter
"	"	"	4	0,466 "
"	"	"	5	0,454 "

Gegen das obere Ende dieser Linien hin ist aber, wie auch die numerischen Tabellen zeigen, die Zunahme größer und zwar bei Stab Nr. 3 0,45 Millim., bei Nr. 4 und 5 sogar 0,5 Millimeter.

Permanente Einbiegungen wurden zum Theil schon bei $^1/_{20}$ der Bruchlast bemerkt, wo $\mu = 0{,}00086$ war.

Tabelle III. Gußeiserner Barren Nr. 3.

Belaſtung in Kilogramm	Einbiegung in Millimetern unter der Laſt	Einbiegung in Millimetern nach Abnahme	Belaſtung in Kilogramm	Einbiegung in Millimetern unter der Laſt	Einbiegung in Millimetern nach Abnahme	Bemerkungen
1,0115	0,03					beim Entlaſten gab
1,0740	0,05					Kil. Millim.
1,1365	0,07		9,6855	5,85		5,9355 die Einbiegung 3,25
1,1990	0,10		10,9355	7,00		
1,2615	0,13		12,1855	7,9		10,9355 " " 7,0
1,3240	0,20		13,4355	9,0	0,27	
1,3865	0,27		14,6855	10,1		10,9355 " " 7,1
1,4490	0,30		15,9355	10,95	0,30	5,9355 " " 3,7
1,5115	0,33					10,9355 " " 7,1
1,5740	0,35					15,9355 " " 10,95
1,6990	0,37		18,4355	12,95		
1,8240	0,40		20,9355	14,9		10,9355 " " 7,6
1,9355	0,47					20,9355 " " 15,0
2,1855	0,60		23,4355	17,1		20,9355 " " 15,25
2,4355	0,77	0,03	25,9355	19,15	0,7	10,9355 " " 8,0
2,6855	0,93					25,9355 " " 19,2
2,9355	1,05		28,4355	22,1		
3,1855	1,20		30,9355	24,0	0,93	25,9355 " " 19,8
3,4355	1,35		25,9355	19,93		
3,6855	1,50		30,9355	23,93		
3,9355	1,70	0,07	33,4355	25,93		
4,4355	1,90		35,9355	28,13		25,9355 " " 21,93
4,9355	2,30					35,9355 " " 28,33
5,4355	2,71	0,13	38,4355	30,43		
5,9355	3,10		40,9355	32,93		25,9355 " " 21,93
6,9355	3,8		25,9745	21,68		
7,9355	4,6		35,9745	28,93		
8,4355	4,95	0,15	40,9745	32,93		Bruch

Die während der Abnahme und dem Wiederauflegen der Belaſtungen gemachten Beobachtungen, welche in der Rubrik Bemerkungen aufgeführt ſind, zeigen, daß die Stäbe meiſt nicht wieder ganz ſo weit zurückgingen, als ſie vorher geſtanden hatten, z. B. bei den Verſuchen mit der gußeiſernen Barre Nr. 4 ging der mit 35,9465 Kilogr. belaſtet geweſene Stab nach dem Abheben von 10 Kilogr. nur bis auf 23,9 Millim. zurück, während vorher bei dieſer Belaſtung ſeine Einbiegung nur 22,4 Millim. betragen hatte. Dieſe Erſcheinung iſt ein Beweis für das allmälige, aber unausgeſetzte Fortſchreiten der innern Zerſetzung.

Berechnet man nun nach den angeführten Verſuchen die Elaſticitätsmodeln mittelſt der Formel

$$E = \frac{Pl^3}{48Wa}$$

ſo hat man für die gußeiſerne Barre Nr. 3

$P = 0{,}5$ Kil., $a = 0{,}^m0003$ bis $0{,}^m00045$, $l = 1{,}^m126$,

$b = 0{,}^m02$, $h = 0{,}^m017$ alſo

$$W = \frac{1}{36} bh^3 = 0{,}00000000273$$

und daher

$E = 18161363000$ Kil. und 11927576000 Kil.

je nachdem man die Einbiegungen bei geringen oder hohen Belaſtungen zu Grunde legt.

Für den Stab Nr. 4 iſt gegeben

$P = 0{,}5$ Kil., $b = 1{,}^m1225$, W wie vorher,

a bei geringen, mittleren und hohen Belaſtungen reſp. 0,444, 0,466 und 0,5 Millimeter, alſo erhält man auch folgende 3 Werthe für E:

12157114000; 11583171000; 10795515000 Kil.

Bei dem mit Nr. 5 bezeichneten Barren war $P = 0{,}5$ und das entſprechende a bei geringer, mittlerer und hoher Belaſtung 0,4217, 0,454 und 0,5 Millimeter, $b = 0{,}^m0171$, $h = 0{,}^m0198$ und $W = \frac{1}{48} bh^3 = 0{,}00000000276$, ſo daß ſich für E folgende 3 Werthe ergeben

$E = 12718400000$; 11813500000; 10726700000 Kil.

Stehen auch die aus den Verſuchen mit den Barren 4 und 5 reſultirenden Werthe der Elaſticitätsmodeln ſich ziemlich gleich, ſo iſt die Differenz zwiſchen dieſen und den bei

Tabelle IV. Gußeiserner Barren Nr. 4.

Belastung in Kilogramm	Einbiegung in Millimetern unter der Last	Einbiegung in Millimetern nach Abnahme	Belastung in Kilogramm	Einbiegung in Millimetern unter der Last	Einbiegung in Millimetern nach Abnahme	Bemerkungen
1,0505	0,1		12,162	9,7		beim Entlasten gab
1,1180	0,19		13,412	10,75		Kil. Millim.
1,1755	0,25		14,612	12,0		10,912 die Einbiegung 8,8
1,2380	0,30		15,912	13,3	0,5	
1,3005	0,37		18,412	15,55		
1,3630	0,45		20,912	17,8	0,9	10,912 " " 9,2
1,4255	0,55		23,412	20,2		
1,5505	0,70		25,912	22,6	1,2	20,912 " " 18,2
1,6755	0,75					10,912 " " 9,6
1,8005	0,88		28,412	25,0		
1,9255	1,00		25,9075	22,4	1,2	
2,1755	1,2		28,4075	24,9		
2,4120	1,4		30,9075	27,4	1,9	
2,9120	1,9		35,9465	31,9		25,9465 " " 23,9
3,162	2,15					35,9465 " " 32,2
3,412	2,3		38,4465	34,4		
3,912	2,8		40,9465	36,4		35,9465 " " 32,9
4,412	3,2					40,9465 " " 36,9
4,912	3,6		43,4465	38,9	2,6	25,9465 " " 24,9
5,412	4,05	0,07	45,9465	41,4		
5,912	4,5		48,4465	43,9		
6,912	5,3	0,09	50,9465	46,4		45,9465 " " 41,4
7,912	6,2					48,4465 " " 43,9
8,912	6,9	0,10	53,4465	48,4		
9,912	7,8		55,9465	51,4		
10,912	8,5	0,19	58,4465	53,9		
			60,9465	56,4		55,9465 " " 49,4
						60,9465 " " 56,9
			63,4465	59,4	Bruch	

Stab Nr. 3 erhaltenen Werthen so auffallend, daß sie wohl nicht gut auf Verschiedenheit im Metall geschoben werden kann.

Bevor wir jedoch hierauf fußend die Begründung einer andern Berechnungsweise versuchen, wollen wir noch dasjenige in Betrachtung ziehen, was bezüglich der Bruchfestigkeit beobachtet worden ist.

Der Stab Nr. 3 brach plötzlich unter 40,796 Kilogr. Belastung (incl. des halben Eigengewichtes) und brach an 2 Punkten, nämlich bei 27 Millimeter rechts vom Mittel und bei 12,5 Centimeter vom linken Auflagerungspunkte. Beide Bruchflächen zeigten kleine Eisenkörnchen, auch war im 2. Bruchpunkte die Höhe etwas kleiner (16,6 Millim.).

Bei der gußeisernen Barre Nr. 4 erfolgte der Bruch ebenfalls ganz plötzlich bei 59 Millim. rechts vom Mittel mm und zwar hatte die, übrigens ganz fehlerfreie Bruchstelle die in Fig. 11 dargestellte eigenthümliche Hervorragung an der, der Zusammendrückung ausgesetzten Kante.

Der Bruch des 3. gußeisernen Stabes Nr. 5 erfolgte unter 40,771 Kilogr. Belastung ebenfalls plötzlich, während man beschäftigt war, noch 2 Kilogr. aufzulegen. Der Stab zerbrach in 3 Stücken, bei 1,9 Centim. rechts und 15,6 Centim. links vom Mittel und das in Fig. 12 dargestellte Mittelstück zeigte auf beiden Bruchflächen an der der Zusammendrückung ausgesetzten Kante die bereits vorhin bemerkten Hervorragungen.

Nach der gewöhnlichen Theorie berechnet man unter Zugrundelegung der Formel

$$K = \frac{Pel}{4W}$$

den Festigkeitsmodul für den Stab Nr. 3, wo $P = 40{,}796$ Kil. $e = \frac{2}{3}.0{,}017$, $W = 0{,}00000000273$ und $l = 1{,}^{m}126$ ist zu

$$K = 47545000 \text{ Kil.};$$

für das Prisma Nr. 4, für welches $P = 63{,}273$ Kilogr., e und W wie bei Nr. 3, und $l = 1{,}^{m}1225$ ist, zu

$$K = 73510000 \text{ Kil. und}$$

Tabelle V. Gußeiserner Barren Nr. 5.

Belastung in Kilogramm	Einbiegung in Millimetern unter der Last	Einbiegung in Millimetern nach Abnahme	Belastung in Kilogramm	Einbiegung in Millimetern unter der Last	Einbiegung in Millimetern nach Abnahme	Bemerkungen
1,0420	0,05		12,1535	8,9		beim Abhängen gaben Kil. / Millim.
1,1045	0,075					10,4035 die Einbiegung 7,9
1,1670	0,1		13,4035	10,0		
1,2295	0,2		14,6535	11,25	0,25	10,4035 " " 8,0
1,2920	0,25		15,9035	12,5		
1,3545	0,35		18,4035	15,0		
1,4170	0,4		20,9035	17,0	0,7	15,9035 " " 13,1
1,5420	0,5					10,9035 " " 8,5
1,667	0,6		23,4035	19,5		
1,792	0,7		25,9035	22,1	0,9	23,4035 " " 19,8
1,917	0,8					20,9035 " " 17,6
2,167	1,0					10,9035 " " 9,0
2,4035	1,2					
2,9035	1,7					
3,4035	2,0	Spur	28,4035	23,8	0,8	
3,9035	2,5					
4,4035	3,0		25,9435	21,8	0,8	
4,9035	3,35		28,4435	23,8		
5,4035	3,8		30,9435	25,8		
5,9035	4,25	0,06	33,4435	28,6		
6,9035	4,95		35,9435	30,8		30,9435 " " 27,3
7,9035	5,7					25,9435 " " 22,8
8,9035	6,6					35,9435 " " 31,3
9,9035	7,15	0,075	40,9435	35,8	Bruch	
10,9035	7,85					

für Nr. 5, wo P=40,771 Kil., e=0,0099 Millimeter, W=0,00000000276, l=1,125 Meter beträgt, zu

K=41052000 Kil.

also stößt man auch hier wieder in den beiden entgegengesetzten Lagen des Stabes, welche bei Nr. 3 und Nr. 4 dem Versuche unterworfen wurden, auf ähnliche bedeutende Ungleichheiten, als beim Hodgkinson'schen Versuche, und wenn allerdings nicht zu leugnen ist, daß für den Stab Nr. 3 eine Verminderung der Festigkeit in Folge der erwähnten Gußfehler angenommen werden kann, so ist doch die Uebereinstimmung mit Nr. 5 einerseits, und andererseits die Größe der Differenz zu auffallend, um nicht andere Gründe vermuthen zu lassen.

C. Versuch einer andern Berechnungsmethode.

Als eine wesentliche Ursache der Nichtübereinstimmung der Theorie mit der Erfahrung ist schon vielfach der Umstand angesehen worden, daß die Theorie annimmt, der Elasticitätsmodulus der ausgedehnten Fasern sei derselbe, als derjenige der zusammengedrückten. Versuchen wir es, ob vorstehende Beobachtungen über diese Frage einiges Licht zu verbreiten vermögen!

Angenommen, der Elasticitätsmodulus gegen das Zusammendrücken sei m^2E, wenn derjenige für die Ausdehnung mit E bezeichnet wird, so werden die beiden bekannten Bedingungsgleichungen

$$\int_0^b du \int_0^{f_1(u)} v dv - \int_0^b du \int_0^{f_2(u)} v dv = 0,$$

welche die Lage der neutralen Are bestimmt, und

$$\left[\int_0^b du \int_0^{f_1(u)} v^2 dv + \int_0^b du \int_0^{f_2(u)} v^2 dv \right] E = WE,$$

welche das Biegungsmoment darstellt, übergehen in

$$\int_0^b du \int_0^{f_1(u)} v dv - m^2 \int_0^b du \int_0^{f_2(u)} v dv = 0 \text{ und}$$

$$EW = \left[\int_0^b du \int_0^{f_1(u)} v^2 dv + m^2 \int_0^b du \int_0^{f_2(u)} v^2 dv \right] E$$

Sei nun ein triangulares Prisma wie Fig. 18 der Einbiegung in der Art unterworfen, daß seine Kante B der Ausdehnung ausgesetzt ist, so wird sich in mn eine neutrale Faserschicht bilden, deren Abstand von B = z sein mag,

und man wird, wenn man die Basis des Dreiecks b und seine Höhe h nennt, für das Dreieck Bnm erhalten:

$$\int uvdv = \frac{bz^3}{6h} \text{ und } \int uv^2dv = \frac{bz^4}{12h}$$

und für das Trapez nmAc

$$\int uvdv = \frac{b}{6h}(h-z)^2(2h+z) \text{ und}$$

$$\int uv^2dv = \frac{bz}{12h}(h-z)^3(3h+z);$$

also ist die erste Bedingungsgleichung

$$\frac{bz^3}{6h} - m^2\frac{b}{6h}(h-z)^2(2h+z) = 0 \text{ oder}$$

$$(1-m^2)\left(\frac{z}{h}\right)^3 + m^2\left(\frac{3z}{h} - 2\right) = 0 \qquad (1)$$

Ferner hat man als zweite Bedingungsgleichung:

$$W_1 = \frac{bz^4}{12h} + m^2\frac{b}{12h}(h-z)^3(3h+z),$$

was sich nach verschiedenen Umformungen und unter Berücksichtigung von Gleichung 1) ausdrücken läßt:

$$W_1 = \frac{m^2}{4}bh^3\left(1-\frac{z}{h}\right)^2 \qquad (2)$$

Ist dagegen die Kante B der Zusammendrückung ausgesetzt, so wird für die erste Gleichung erhalten:

$$\frac{b}{6h}(h-z)^2(2h+z) - \frac{bz^3}{6h} = 0 \text{ oder}$$

$$(1-m^2)\left(\frac{z}{h}\right)^3 - 3\frac{z}{h} + 2 = 0 \qquad (3)$$

und für die zweite Gleichung:

$$\frac{b}{12h}(h-z)^3(3h+z) + m^2\frac{bz^4}{12h} = W_2 \text{ oder}$$

$$W_2 = \frac{bh^3}{4}\left(1-\frac{z}{h}\right)^2 \qquad (4)$$

Da nun der Ausdruck für die Einbiegungen:

$$a = \frac{Pl^3}{48WE}$$

ist, so sieht man, daß, wenn mit demselben dreieckigen Prisma Einbiegungsversuche nach entgegengesetzten Richtungen vorgenommen werden, sich die resultirenden Einbiegungen verhalten werden umgekehrt wie die Biegungsmomente, nämlich:

$$a_1 : a_2 = \frac{Pl^3}{48W_1E} : \frac{Pl^3}{48W_2E} = \frac{W_2}{W_1} \text{ und da}$$

$$W_2 : W_1 = 1 : m^2,$$

so geben diese Versuche unmittelbar das Verhältniß der Elasticitätsmodeln m^2, nämlich

$$\frac{a_1}{a_2} = \frac{1}{m^2} \text{ oder } m^2 = \frac{a_2}{a_1}$$

Wenden wir diese Formel auf die angestellten Versuche an, so hat man für die Holzstäbe

$$m^2 = \frac{2{,}34}{2{,}22} = 1{,}054$$

und für die gußeisernen Stäbe, da ihre freie Länge nicht ganz gleich war

$$\frac{a_1}{a_2} = \frac{l_1^3W_2}{l_2^3W_1} = \frac{l_1^3}{l_2^3m^2} \text{ also}$$

$$m^2 = \frac{l_1^3a_2}{l_2^3a_1} = \left(\frac{1{,}126}{1{,}1225}\right)^3\frac{0{,}444}{0{,}3} = 1{,}4939.$$

Die Gleichung 3) giebt alsdann das Verhältniß $\frac{z}{h}$ oder die Lage der neutralen Faserschicht für den gußeisernen Stab in der Lage, wo seine Basis nach unten gekehrt ist, also der Ausdehnung ausgesetzt ist:

$$\frac{z}{h} = 0{,}6263$$

und das entsprechende W_2 ist sodann:

$$W_2 = 0{,}13965\frac{bh^3}{4} = 0{,}03491bh^3.$$

Ferner giebt Gleichung 1) für die umgekehrte Lage:

$$W_1 = 0{,}052156\,bh^3.$$

Man erhält alsdann als Elasticitätsmodulus nach den Versuchen mit Stab Nr. 3:

$$E = \frac{Pl^3}{48Wa} = \frac{0{,}5.(1{,}126)^3}{48.0{,}052156.0{,}02.(0{,}017)^3.0{,}0003} =$$

$$= 9672600000$$

und nach denen mit Stab Nr. 4:

$$E = \frac{0{,}5.(1{,}1225)^3}{48.0{,}03491.0{,}02.(0{,}017)^3.0{,}000444} = 9452.400.000$$

Um auch noch den Stab Nr. 5 mit in Betracht ziehen zu können, muß man erst die Bedingungsgleichungen für $\frac{z}{h}$ und W wie vorher entwickeln. Ist in Fig. 19 B die der Ausdehnung ausgesetzte Kante und nm die neutrale Are, der Abstand Bn = z, die Seite BC = b und Ap = h, so wird für das Dreieck Bnm:

$$\int uvdv = \frac{hz^3}{3b}; \int uv^2dv = \frac{hz^4}{6b},$$

für das Dreieck onC:

$$\int uvdv = \frac{h}{3b}(b-z)^3 \text{ und } \int uv^2dv = \frac{h}{6b}(b-z)^4,$$

endlich für das Dreieck omA:

$$\int uvdv = \frac{h}{12b}(b-2z)^3 \text{ und } \int uv^2dv = \frac{h}{48b}(b-2z)^4.$$

Dies führt auf die Bedingungsgleichungen:

$$\left(\frac{z}{b}\right)^3(1-m^2) - \frac{3}{2}m^2\left(\frac{1}{2} - \frac{z}{b}\right) = 0 \qquad (5)$$

und

$$W_1 = \frac{m^2}{4}hb^3\left[\left(\frac{z}{b} - \frac{3}{4}\right)^2 + \frac{1}{48}\right] \qquad (6)$$

oder wenn die Kante B dem Zusammendrücken ausgesetzt ist:

$$\left(\frac{z}{b}\right)^3(1-m^2) + \frac{3}{4} - \frac{3z}{2b} = 0 \qquad (7)$$

$$W_2 = \frac{hb^3}{4}\left[\left(\frac{z}{b} - \frac{3}{4}\right)^2 + \frac{1}{48}\right] \qquad (8)$$

Bei dem Stabe Nr. 5 ist die obere Kante dem Zusammendrücken ausgesetzt; es sind also die letzten beiden Formeln anzuwenden und man berechnet danach:

$$\frac{z}{b} = 0{,}46658,$$

$$W_2 = 0{,}02529\,hb^3, \quad \text{endlich}$$

$$E = \frac{Pl^3}{48Wa} = \frac{0{,}5.(1{,}125)^3}{48.0{,}02529.0{,}0171.0{,}0198^3.0{,}0004217} =$$

$$= 10477200000 \text{ Kilogr.}$$

Dieser Werth stimmt mit den obigen so gut zusammen, wie nur bei der ganz abweichenden Lage der Fasern zu hoffen war, und spricht sehr zu Gunsten der neuen Berechnungsmethode. Denn wenn nach der gewöhnlichen Theorie die Elasticitätscoefficienten bei aufwärts und abwärts gewendeter Basis respective

18161 363000 und 12157 114000 Kilogr.

gefunden wurden, also um das $1\frac{1}{2}$fache verschieden unter einander, so schwankt ihre Größe nach der letzten Methode nur zwischen

9672 600000 und 9452 400000 Kilogr.

und steigt für den Stab Nr. 5 nur auf 10477 200000, bleibt also immer innerhalb solcher Grenzen, welche theils durch die unvermeidliche Verschiedenheit des Materials, theils durch verschiedene Lage der Stäbe genügend erklärlich sein dürften.

Der für die Holzstäbe gefundene Coefficient $m^2 = 1{,}054$ weicht so wenig von der Einheit ab, daß die Einführung desselben in die Formeln kaum einen merklichen Eindruck ausüben kann, auch erscheint es unwahrscheinlich, daß der Widerstand gegen das Zerdrücken größer sein solle, als derjenige gegen das Zerreißen. Führt man indessen die Berechnung aus, so ergiebt sich für den Stab mit abwärts gerichteter Basis:

$$\frac{z}{h} = 0{,}66145 \text{ und } W_2 = 0{,}028654\,bh^3,$$

und für den Stab in umgekehrter Lage:

$$W_1 = 0{,}0302\,bh^3,$$

Werthe, welche sich sehr nahe den nach der gewöhnlichen Theorie erhaltenen Werthen:

$$\frac{z}{h} = 0{,}6667 \text{ und } W = 0{,}02777\,bh^3 \quad \text{anschließen.}$$

Die entsprechenden Elasticitätsmodeln sind

$$E = 1517\,385000 \text{ und } 1546\,524000$$

und sie stimmen allerdings etwas besser untereinander überein, als die oben nach der gewöhnlichen Theorie berechneten Coefficienten

$$E = 1565\,246000 \text{ und } 1664\,860000 \text{ Kilogr.},$$

welche um ungefähr 7 Procent von einander differiren.

Es wäre nun zu prüfen, ob die Einführung der neuen Biegungsmomente auch in Bezug auf den Festigkeitsmodulus die erhaltenen Differenzen beseitigen könne; doch kann man sich a priori von diesem Versuche nur geringe Versprechungen machen, weil wir bereits oben zu beobachten Gelegenheit hatten, daß die Einbiegungen unter höheren Belastungen und namentlich in der Nähe der Bruchbelastung wesentlich von denjenigen bei niederen, innerhalb der sogenannten Elasticitätsgrenze stattfindenden Einbiegungen abweichen und weil eine nähere Betrachtung zeigt, daß das Verhältniß $\frac{a_2}{a_1}$ der den entgegengesetzten Lagen entsprechenden Einbiegungen bei solchen höheren Belastungen immer kleiner und mehr der Einheit gleich wird, also die Voraussetzung $m^2 = 1{,}4939$ und die darauf berechneten Biegungsmomente eigentlich nicht mehr zulässig sein können.

Prüfen wir indessen, zu welchen Resultaten diese Voraussetzungen führen, so zeigt sich zunächst, daß man andere Werthe für den Abstand e der entferntesten Faser von der neutralen Are erhält, nämlich $e = z$ und es wird sonach für die gußeisernen Stäbe:

$$\frac{e}{W_1} = \frac{0{,}6263\,h}{0{,}052156\,bh^3} = \frac{12{,}0082}{bh^2} \quad \text{für Stab Nr. 3}$$

$$\frac{e}{W_2} = \frac{0{,}6263\,h}{0{,}03491\,bh^3} = \frac{17{,}9404}{bh^2} \quad \text{für Stab Nr. 4}$$

$$\frac{e}{W} = \frac{0{,}53342\,b}{0{,}02529\,hb^3} = \frac{21{,}09213}{hb^2} \quad \text{für Stab Nr. 5}$$

Setzt man dann diese Werthe in die allgemeine Formel:

$$K = \frac{Pel}{4W} \quad \text{ein, so wird}$$

für Stab Nr. 3 mit aufwärts gerichteter Basis

$$K = \frac{40{,}796.12{,}0082.1{,}126}{4.0{,}02.(0{,}017)^2} = 23859000 \text{ Kilogr.},$$

für Stab Nr. 4 mit abwärts gekehrter Basis

$$K = 55112000 \text{ Kilogr.},$$

für Stab Nr. 5 mit vertical stehender Basis

$$K = 36077600 \text{ Kilogr.};$$

es fallen also die Differenzen der Festigkeitsmodeln sogar noch größer aus; als sie nach der gewöhnlichen Theorie gefunden wurden und wenn auch der bereits oben hervorgehobene Umstand, daß der Stab Nr. 3 in Folge vorhandener Gußfehler unter einer geringeren Belastung gebrochen ist, als er wohl zu tragen im Stande gewesen sein dürfte, überhaupt aus diesen Versuchen kein zuverlässiges Resultat über die Bruchfestigkeit abzuleiten gestattet, so dürften die zuletzt erhaltenen großen Differenzen doch auch so viel beweisen, daß die Einführung der neuen Biegungsmomente für die Bruchfestigkeit unpassend sei.

Es sei gestattet, hier noch auf eine vielleicht zufällige Erscheinung aufmerksam zu machen.

Vergleicht man nämlich die oben nach der gewöhnlichen Theorie berechneten Festigkeitsmoduln, wie sie aus den Beobachtungen an Stab Nr. 3 und Nr. 4 resultiren, näm-

lich 47 545000 Kilogr. und 73 510000 Kilogr., so findet man, daß sie im Verhältniß von

$$1 : 1{,}546$$

stehen. Wenn man nun bedenkt, daß der Stab Nr. 3 so lag, daß seine entfernteste Faser der Ausdehnung ausgesetzt war, bei Stab Nr. 4 aber die entfernteste Faser der Zusammendrückung zu wiederstehen hatte und daß letzterer Widerstand nach dem Ergebniß obiger Versuche 1,4939 mal so groß ist, als derjenige gegen die Ausdehnung, so würde zu erwarten gewesen sein, daß der Stab Nr. 4 auch die 1,4939 fache Last zu tragen im Stande sein würde, und wenn er factisch noch mehr trug, so fände dies in der geringeren Beschaffenheit des Materiales bei Stab Nr. 3 seine Erklärung.

Wäre diese Hypothese richtig, so hätte man bei der Bruchfestigkeit den Abstand der entferntesten ausgedehnten Faser mit dem geringeren Festigkeitscoefficienten in Betracht zu ziehen.

In meinem früheren Aufsatze über die relative Festigkeit habe ich (Seite 24 im ersten Hefte dieser Zeitschrift) diese Vermuthung in ähnlicher Weise ausgesprochen, jedoch ohne einen verschiedenen Festigkeitscoefficienten für das Zerreißen und Zerdrücken anzunehmen. Obige Versuche bestätigen aber diese frühere Annahme nicht. Nach ihr hätte nämlich Stab 4 doppelt soviel tragen sollen, als Stab 3.

Nach dieser Abschweifung ist der Vollständigkeit halber noch der hölzernen Stäbe zu gedenken. Für diese berechnet sich unter Zugrundelegung der neuen Biegungsmomente:

bei dem Stabe mit abwärts gerichteter Basis

$$e = 0{,}66145\,h, \text{ also}$$

$$\frac{e}{W_2} = \frac{0{,}66145\,h}{0{,}028654\,bh^3} = \frac{23{,}084}{bh^2};$$

und bei dem Stabe mit aufwärts gerichteter Basis

$$\frac{e}{W_1} = \frac{0{,}66145\,h}{0{,}0302\,bh^3} = \frac{21{,}9023}{bh^2},$$

so daß man die beiden Festigkeitsmodeln:

$$K = 12382000 \text{ und } 14083000 \text{ Kilogr.}$$

erhält, welche nur wenig von den weiter oben Berechneten abweichen und im Verhältniß von

$$1 : 1{,}137$$

stehen, also ebenfalls nicht die Hypothese bestätigen, daß bei der Berechnung der Festigkeit bei den verschiedenen Lagen die Entfernung verschiedener äußerster Fasern eingeführt werden müsse.

Ueberblicken wir nun zum Schluß nochmals die Resultate vorstehender Versuche, so sehen wir, daß sie

1) die bei früheren Festigkeitsversuchen gemachten Beobachtungen bestätigen, nämlich der Proportionalität der Zunahme der Einbiegungen mit den Gewichtszulagen, innerhalb gewisser Grenzen; dann die stärkere Zunahme der Einbiegungen bei höheren Belastungen, das Auftreten permanenter Einbiegungen bereits bei sehr geringen Belastungen (z. B. für Holz bei $^1/_{57}$ der Bruchlast, für Gußeisen bei weniger als $^1/_{20}$ derselben) oder bei sehr unbedeutenden Ausdehnungen der extremsten Fasern (für Holz bei einer Ausdehnung $= 0{,}00032$ und für Gußeisen bei der Ausdehnung $= 0{,}00086$), die stärkere Zunahme der permanenten Einbiegungen in der Nähe der Bruchbelastung, das plötzliche Eintreten des Bruches bei gußeisernen Barren und unter Bildung eigenthümlicher keilförmiger Hervorragungen an der Seite der comprimirten Fasern, endlich die Abnahme des Elasticitätsmodulus mit wachsenden Einbiegungen;

2) scheint sich aus diesen Versuchen ein Unterschied zwischen dem Elasticitätsmodulus der comprimirten und demjenigen der ausgedehnten Fasern herauszustellen, welcher aber für Holz, wo die entsprechenden Werthe sich wie 1,054 : 1 verhielten, nur sehr unbedeutend sein kann, für Gußeisen dagegen, wo die Elasticitätsmodeln sich wie 1,4939 : 1 verhielten, nicht übersehen werden könnte, sondern die Annahme einer andern Lage der neutralen Are und die Einführung anderer Biegungsmomente nöthig machen würde. Als Elasticitätsmodulus der ausgedehnten Fasern ergab sich für Gußeisen im Mittel 9562500000 Kilogr., für Holz 1531955000 Kilogr.

3) Gleichzeitig ergiebt sich aber auch eine Veränderlichkeit der neutralen Are mit steigenden Belastungen, indem sie sich immer mehr dem Schwerpunkte zu nähern scheint.

4) Die gewöhnliche Berechnungsweise der Festigkeit wird durch die Versuche nicht bestätigt, es scheint vielmehr, als ob zwischen den Festigkeitsmodeln der dem Druck und der dem Zuge ausgesetzten Fasern dieselbe Ungleichheit bestünde, welche zwischen den betreffenden Elasticitätsmodeln gefunden wurde.

Bei einer Lehre, welche ihre wesentlichste Grundlage nur im Experiment findet, wird es Entschuldigung finden, selbst so unvollkommene Versuche, wie die vorstehenden, öffentlich mitzutheilen. Vielleicht regen sie zu ausführlicheren und unter günstigeren Verhältnissen angestellten Versuchen an, die wahrlich nicht überflüssig sind; denn Jeder, der sich praktisch versucht hat, muß es wissen, wie ungenügend noch unsere jetzige Festigkeitstheorie ist.

Normen für die Querprofile der französischen Eisenbahnen.

Von

Gustav Werther,

Civil-Ingenieur.

(Hierzu Taf. 22.)

Bei Herstellung des Oberbaues der Eisenbahnen gilt es in Deutschland fast allgemein als Regel behufs der Abführung des Tagewassers von der Bahnkrone, und um den hölzernen Querschwellen ein möglichst gleichmäßig trockenes Lager zu bereiten, für die Lagerung der Schwellen auf dem Bahnplanum zwei parallel laufende Gräben (oder hat die Bahn nur ein Gleis, einen Graben) auszuheben, auf deren Sohle zunächst eine Lage grober Bruchsteine und über diese sodann eine Schicht Knack oder Steinschlag, oft aber auch nur groben Kies auszubreiten. Auf diese Bettung kommen die Bahnschwellen zu liegen. Um dem Wasser, welches sich ohne weitere Vorkehrungen in diesem mit Steinen gefüllten Bette bei Regen und Thauwetter ansammeln würde, indem es sich nur allmälig wieder daraus verziehen könnte, einen raschen Abzug zu verschaffen, gehen von der Sohle der Bettungsgräben nach den Seitengräben des Bahnkörpers in gewissen, nicht zu weiten Abständen ebenfalls mit Steinen angefüllte Abzugskanäle.

So lange die Bahn noch neu, und die sowohl zwischen dem Bettungsmateriale, als auch zwischen den Steinen der letzterwähnten Abzugsgräben enthaltenen Räume nicht verstopft sind, findet das an der Krone oder dem Planum der Bahn eindringende Wasser seinen Abzug sehr wohl nach den Seitengräben. Allein je mehr sich Sand und Erdboden von der Bahnplanie durch Regen und Thauwetter in die Spalten der Schwellenbettung hineinspült, und je mehr sich in Folge dessen die Zwischenräume des Bettungsmaterials verstopfen, desto unvollkommener und schlechter wird nach und nach die Entwässerung des Schwellenlagers, bis endlich schon nach fünf, höchstens sechs Jahren die directe Ableitung der Nässe aus den Bettungsgräben in Folge gänzlicher Verstopfung der Kanäle aufhört, und das eindringende Wasser nur noch theils durch Versickerung in den Bahnkörper, theils durch Verdampfen in die Atmosphäre langsam verschwindet. Die Schwellen sind dadurch fortwährend dem Wechsel von Feuchtigkeit und Trockenheit ausgesetzt, oder befinden sich, richtiger, fortwährend bald in einem stärkeren, bald in einem schwächeren Feuchtigkeitszustande, die Luft kann nicht mehr durch die Spalten und Zwischenräume der Bettung circuliren, und als Folge von allem fangen die Schwellen an zu faulen, zu verstocken und werden schnell zerstört.

Dabei ist der an den deutschen Eisenbahnen, mit den ausländischen verglichen, beinahe nur allein gewöhnliche Gebrauch, die Bahnschwellen mit einer oft bis 5 Zoll dicken erdigen, sogar lehmigen Decke zu bedecken, und derselben zwischen den Schienen behufs der Wasserableitung nach den Seitengräben, eine gewölbte Oberfläche zu geben, der schnelleren Zerstörung der Schwellen noch besonders förderlich, anstatt, wie man vermeint, derselben entgegen wirkend. Denn obgleich diese Bedeckung der Bahnschwellen in der Absicht geschieht, dem auffallenden Wasser einen sofortigen Abfluß von der Bahnkrone zu verschaffen, und dieselbe gar nicht erst in die Schwellenbettung einsinken zu lassen, so dringt doch viel, und ganz gewiß die meiste Nässe durch diese Decke hindurch, spült auch nach Möglichkeit Sand und erdige Theilchen mit in die Bettung hinein, wodurch diese so schnell und sicher als thunlich, verstopft wird. Außerdem erschwert aber jene Decke auch noch die Verdampfung der in die Bettung eingedrungenen und sich darin verhaltenden Feuchtigkeit, sowie den Zutritt der Luft zu dem Lager der Schwellen, so daß das Verstocken der hölzernen Schwellen durch diese Maßregel nur noch um so früher herbeigeführt wird.

Es sollte daher der Eisenbahnoberbau, was daran die Schwellenbettung anbetrifft, stets in der Weise hergestellt werden, daß alles Tagewasser, welches auf die Bahnkrone fällt, daselbst möglichst ungehindert und schnell in die Bettung eintreten und an deren Sohle eben so frei und schnell wieder ablaufen kann, ohne sich dabei lange in der Schotterung der Bahnkrone verhalten zu müssen. Wenigstens wäre dies den Grundsätzen einer rationellen „Drainage" angemessen.

Dieses Princip liegt dem Oberbau der französischen Eisenbahnen zu Grunde. Bei ihnen wird nicht, wie bei uns, für jedes Schienengleis eine besondere Bettung angelegt, sondern es wird über die ganze Kronbreite der Bahn eine Lage Steinschlag (Knack oder Schotter) ganz von derselben Art, wie solcher zur Macadamisirung der Straßen gebraucht wird, ausgebreitet, und in sie werden die Querschwellen gebettet. Diese Schotterung ist 0,5 Meter stark und durchaus von unten bis oben aus Steinen gleicher Größe gebildet. In ihr liegen die Schwellen überall unbedeckt.

Es können daher von oben her bei Regen- und Thauwetter keine erdigen Theile in die Bettung hinein geſpült werden, die Räume zwiſchen den Steinen der Beſchüttung bleiben immer offen und der Abzug der Näſſe aus der Schwellenbettung wiederum ſeitwärts immer frei. Letzterer iſt bei dieſer Anordnung nicht wie bei uns in Deutſchland, auf die wenigen Seitencanäle beſchränkt, ſondern findet in der ganzen Länge der Bahn ſtatt.

Die Fläche des Bahnkörpers, auf welche die 0,5 Meter hohe Schicht Steinknack aufgebracht wird, hat von der Mitte der Bahn nach den Seiten zu einen Fall von 0,1 Meter, wie aus den Figuren 1—8 zu ſehen iſt.

Alles Regen- und Thauwaſſer verläuft ſich faſt eben ſo ſchnell aus der Bettung der Schwellen, als es die Bahnkrone trifft. Die Schwellen behalten daher ſtets eine ziemlich gleichmäßige Feuchtigkeit, und dadurch, daß die atmoſphäriſche Luft fortwährend in der Bettung ungehindert circulirt, iſt ihnen auf lange Zeit ein ſicherer Schutz gegen Fäulniß gewährt.

Die Figuren 1—8, Taf. 22 enthalten die durch das Miniſterium des Travaux publics für die Querprofile der Eiſenbahnen Frankreichs vorgeſchriebenen Normalbeſtimmungen. Sie ſind bei allen in der letzteren Zeit in Frankreich vollendeten und in der neueſten Zeit daſelbſt wieder projectirten Bahnen beobachtet.

Zur näheren Erläuterung der Fig. 2, 4, 6 u. 8 iſt zu bemerken, daß die zu beiden Seiten der Steinbettung wie kleine Mauern angedeuteten Einfaſſungen der Bahnkrone keine wirklichen Mauern ſind, ſondern nur aus trockenen auf einandergeſetzten größeren Bruchſteinen (Huzeln) beſtehen, um dadurch das Einrollen der Schlagſteine in die Seitengräben zu verhindern.

Dimenſionsverhältniſſe der Balanciers für Dampfmaſchinen.

Von

M. Armengaud aîné.

(Hierzu Taf. 23.)

Die Balanciers, welche ſo häufige Anwendung, beſonders bei Watt'ſchen Niederdruckmaſchinen finden, geſtatten in Folge ihrer ſchwingenden Bewegung keine großen Geſchwindigkeiten, ſowohl wenn die Axe in der Mitte des Balancier's befindlich iſt, als in dem Falle, wenn beide Arme des Balancier's ungleich ſind, wie bei einzelnen Gebläſen, als auch wenn die Axe beweglich iſt, wie bei den Dampfmaſchinen von Oliver-Evans, Gengembre u. ſ. w. Es wird ſchon Gefahr vorhanden ſein, wenn man den Enden der Arme eines gußeiſernen Balancier's eine Geſchwindigkeit giebt, die größer als 1,^{m}5 bis 1,^{m}6 pr. Sekunde iſt. Schon der berühmte Watt berechnete ſeine Maſchinen ſtets ſo, daß die Punkte des Balancier's, welche mit dem Kolben oder mit dem Krummzapfen in Verbindung geſetzt wurden, in ihrer Geſchwindigkeit den Werth von 1^{m} bis 1,^{m}2 pr. Secunde nicht überſchritten, und bei den Woolff'ſchen Maſchinen werden noch jetzt dieſe Annahmen benutzt. Selbſt bei den Schiffsdampfmaſchinen, wo häufig eine ziemlich beträchtliche Geſchwindigkeit nöthig wird, überſchreiten die Balanciers obige Geſchwindigkeit nicht. Bei Dampfſägemühlen, die nicht mehr als 3 bis 4 Pferdekraft beanſpruchen, iſt die Geſchwindigkeit meiſt nur 1 bis 2 Meter. Da es im vorliegenden Falle für den Beſitzer von großem Intereſſe iſt, die Sägen mit möglichſt großer Geſchwindigkeit arbeiten zu laſſen, ſo hat man dieſelbe fortwährend zu vergrößern geſucht.

Während im Anfang die Säge 75 bis 80 Spiele pr. Minute machte, wie dies noch bei einigen älteren Sägemühlen der Fall iſt, hat man die Anzahl der Spiele nach und nach auf 150, 200, 250 und ſelbſt auf 300 pr. Minute erhöht. In dieſem Falle mußte aber die Anwendung eines Balancier's ganz unterbleiben, weil derſelbe, obgleich er nur geringe Kräfte zu übertragen hatte, zerbrach, ſobald er eine größere Geſchwindigkeit, als die von 2 Meter pr. Sekunde annehmen ſollte. Man zieht es daher vor, das Sägegatter durch eine Kurbelſtange direct mit dem Krummzapfen zu verbinden. Bei Schiffsdampfmaſchinen, ſo wie einer großen Anzahl ſtationärer Maſchinen wendet man überdies den Balancier weniger noch an, weil durch ſeine Anwendung das Gewicht und der Preis der Maſchinen beträchtlich erhöht wird.

In Etabliſſements hingegen, in denen es darauf ankommt, einen Motor zu beſitzen, der gut und dauerhaft, nicht leicht Veränderungen ausgeſetzt iſt und eine ſehr regelmäßige

Bewegung erzeugt, zieht man noch die Balanciermaschinen vor und besonders solche, welche mit mittlerer Dampfspannung, mit Expansion und Condensation arbeiten; besonders ist dies der Fall für den Betrieb von Spinnereien, mechanischen Webereien, Druckereien, Getreidemühlen, wo eine constante und regelmäßige Bewegung von Wichtigkeit ist.

Man hat die Balanciers aus Gußeisen, Schmiedeeisen und Holz hergestellt, wendet aber meist die von Gußeisen mit Rippen und aus einem Stücke hergestellten Balanciers an. Bei sehr starken Maschinen sind die Balanciers oft aus zwei Hälften hergestellt, die parallel liegen und durch Bolzen mit einander verbunden sind.

Die gußeisernen Balanciers haben zwar ein größeres Gewicht als die schmiedeeisernen, doch sind sie nicht so leicht Biegungen ausgesetzt, wie die letzteren, welche eine gewisse Elasticität besitzen, die für die in Rede stehenden Organe nicht zweckmäßig ist. Ueberdies sind die gußeisernen Balanciers in einer dem Auge gefälligeren Form herzustellen und man macht aus vorliegenden Gründen von den schmiedeeisernen Balanciers nur dann Gebrauch, wenn es auf möglichst geringes Gewicht der Maschine ankommt. Die hölzernen Balanciers haben denselben Fehler in höherem Grade und finden sich nur noch an ältern Maschinen. Im Folgenden soll daher auch nur auf die gußeisernen Balanciers Rücksicht genommen werden, und für die verschiedenen Fälle ihrer Anwendung die Dimensionen angegeben werden, welche den zu stellenden Anforderungen entsprechen.

In Figur 1 (Tafel 23) ist der Balancier B in der Seitenansicht dargestellt. Der Punkt o, welcher den Balancier mit den Theilen des Parallelogrammes verbindet, welche mit dem obern Ende der Kolbenstange die Verbindung herstellen, sowie der Punkt o′, welcher mit dem obern Theile der Kurbelstange verbunden ist, liegen gleichweit vom Mittelpunkt O der schmiedeeisernen Are D des Balancier's. Fig. 2 ist ein Verticaldurchschnitt durch die Are D des Balancier's nach der Linie 1—2. Fig. 3 ist die obere Ansicht des Theiles des Balancier's, welcher auf der Seite des Cylinders und der Luftpumpe liegt. Fig. 4 zeigt den Durchschnitt nach der Linie 3—4. — Dieses Modell, welches wir dem Folgenden zu Grunde gelegt haben, gehört einer Watt'schen von 20 Pferdekraft an, welche in Hinsicht der Dimensionsverhältnisse ihrer Theile als Muster betrachtet wird.

Da jetzt in den meisten Maschinen, die mit mittlerer Spannung arbeiten, der Dampf mehr oder weniger mit Expansion wirksam ist, so haben wir bei der Berechnung der Balancierdimensionen den größten Druck auf den Kolben in Betracht gezogen, d. h. den Druck, welcher stattfindet, wenn sich der Kolben an den Enden seines Laufes befindet und nicht den mittlern Druck.

Die Hauptdimensionen der erwähnten Maschine von 20 Pferdekraft, die mit Expansion arbeitet, sind

Durchmesser des Cylinder's . . . = 0,^{m}562
Halbmesser des Krummzapfens . . = 0,^{m}500
Kolbenhub . . . . . = 1,^{m}000
Seine mittlere Geschwindigkeit pr. Sek. = 1,^{m}000
Querschnitt des Kolbens . . . . = 0,2480 □ Meter.

Als praktische Regel nimmt man an, daß die auf den Krummzapfen übertragene Arbeit gleich der Hälfte der Arbeit des Kolbens ist, d. h. um eine Arbeit von 20 Pferdekraft d. i. 20.75 = 1500 Meterkilogramm auf den Krummzapfen zu übertragen, muß der Druck auf den Kolben 3000 Kilogr. sein, wenn derselbe sich mit einer Geschwindigkeit von 1 Meter pro Sekunde bewegt. Dieser Druck muß stattfinden, wenn während des ganzen Kolbenlaufes voller Dampfzutritt stattfindet, wie dies bei Maschinen der Fall ist, die mit geringer Dampfspannung arbeiten. Findet aber Expansion des Dampfes statt, z. B. eine Expansion von $^{3}/_{4}$, d. h. wo nur Dampfzutritt stattfindet, während der Kolben $^{1}/_{4}$ seines Hubes zurücklegt, so muß man im Kessel wenigstens eine Spannung des Dampfes von 3 Atmosphären erzeugen und der Druck auf den Kolben muß 7802 Kilogr. betragen, wobei auf den Gegendruck, der bekanntlich ungefähr 0,^{k}15 auf das Quadratcentimeter beträgt, schon Rücksicht genommen ist.

Gewöhnlich nimmt man als Länge des Balancierarmes das Dreifache der Krummzapfenlänge; wenn letzterer also 0,^{m}500 beträgt, so ist die Länge jedes Armes von der Are O bis an die Punkte o oder o′ gleich 1,^{m}50 oder die Gesammtlänge des Balancier's von o bis o′ gleich 3 Meter.

Der eigentliche Körper des Balancier's, der rectangulär ist, wird rings von einer Rippe, der Saumrippe n umschlossen, die außen leicht abgerundet und nach innen gekehlt ist, außerdem erhält er noch eine flache Mittelrippe n′, welche zugleich jede Are, die durch den Balancier geht, umschließt und so die Naben bildet.

Die schmiedeeiserne Are D des Balancier's, ruht mit ihren in Zapfen auslaufenden Enden in Lagerfuttern, die in gußeisernen Stühlen liegen, welche gewöhnlich auf einem Rahmen oder Sims angebracht sind, durch welchen die Maschine mit den Mauern des Gebäudes verbunden ist. Dieser mittlere Theil des Balancier's ist gehörig verstärkt und bildet eine Nabe, die lang genug ist, um den gehörigen Widerstand zu leisten, so daß die Keile, welche den Balancier mit der Are fest verbinden, vollkommene Sicherheit bieten.

Die Bolzen oder Aren, welche der Balancier sowohl an den Enden, als in der Mitte jedes Armes trägt, sind nur durch einen Keil in ihren Naben befestigt, während man bei der Are D gewöhnlich 2 Keile zur Befestigung anwendet.

Dimenſionen der verſchiedenen Theile des Balancier's.

Die Anordnung eines Balancier's kann verglichen werden mit einem am einen Ende eingemauerten Balken von rectangulärem Querſchnitte; der nicht angemauerte Theil oder der Hebelarm wird von der mittleren Axe aus gerechnet und die Belaſtung am Ende iſt der Geſammtdruck, welchen der Dampf auf den Kolben ausübt. Die Formel, welche für dieſen Fall die Theorie giebt und die von den Praktikern allgemein angenommen worden iſt, iſt folgende:

$$PL = \frac{R.ab^2}{6} \qquad (1)$$

in welcher P den Geſammtausdruck des Dampfes auf den Kolben in Kilogramm; L die Länge des freien Theiles oder des Hebelarmes; R ein Coefficient iſt, der für Gußeiſen 700 beträgt; ferner iſt a die Breite des eingemauerten Theiles ſenkrecht zur Kraftrichtung gemeſſen und b die Höhe deſſelben, in der Richtung der Kraft gemeſſen.

Die Hauptgrößen, welche bei der Berechnung der Dimenſionen eines Balancier's gewöhnlich gegeben ſind, iſt der Geſammtdruck des Dampfes auf den Kolben und die Länge eines Balancierarmes; hieraus iſt die Höhe und und Breite des mittleren Querſchnittes des Balancier's zu beſtimmen, wobei man aber eine dieſer Dimenſionen a priori beſtimmt oder das Verhältniß beider als bekannt vorausſetzt. Iſt die Breite a bekannt, ſo findet ſich aus Formel (1)

$$b^2 = \frac{6.PL}{Ra} \quad \text{oder}$$

$$b = \sqrt{\frac{6.P.L}{Ra}} \qquad (2)$$

Iſt hingegen nur das Verhältniß r der Größen a und b angenommen worden, ſo hat man

$$\frac{b}{r} b^2 = \frac{6PL}{R} \quad \text{oder}$$

$$b^3 = \frac{6.PLr}{R} \qquad (3)$$

Bei den Watt'ſchen Niederdruckmaſchinen, wo der Dampf während des ganzen Kolbenlaufes Zutritt hat, und man daher einen conſtanten Dampfdruck annimmt, iſt derſelbe gewöhnlich $1\frac{1}{8}$ bis $1\frac{1}{4}$ Atmoſphäre und beträgt daher 1,15 bis 1,29 Kilogr. pr. Quadratcentimeter. Bringt man davon den Gegendruck von 0,15 Kilogr. pr. Quadratcentimeter in Abzug, ſo ergiebt ſich als wirkſamer Druck 1 bis 1,14 Kilogramm, und folglich, wenn man dieſe Größe mit dem Kolbenquerſchnitte multiplicirt, der Geſammtdruck P. Für dieſe Maſchinen hat man im Allgemeinen als Verhältniß der Breite zur Höhe des Balancier's in der Mitte 1 zu 16 gewählt und ſetzt überdies, wie ſchon erwähnt, die Länge jedes Balancierarmes gleich 3 Mal dem Krummzapfenhalbmeſſer.

Jetzt läßt man faſt allgemein den Dampf mehr oder weniger durch Expanſion wirken, wobei alſo der Druck auf den Kolben veränderlich iſt. Um für dieſen Fall den Werth von P zu beſtimmen, multiplicirt man den Kolbenquerſchnitt mit dem Dampfdrucke, der bei Beginn des Kolbenhubes ſtattfindet; beträgt alſo dieſer Druck 4 Atmoſphären oder 4,132 Kilogr. pr. Quadratcentimeter, ſo iſt dieſer Werth in Rechnung zu bringen und nicht der mittlere Dampfdruck, der, wenn die Expanſion bedeutend iſt, um 2 Kilogr. pr. Quadratcentimeter geringer ausfallen kann.

In Betreff der Länge L der Balancierarme iſt oben das ſeit Watt allgemein angenommene Verhältniß angegeben worden.

Was die Dimenſionen a und b betrifft, ſo wird am häufigſten das Verhältniß der Breite zur Höhe des mittelſten Balancierquerſchnittes wie 1 zu 16 gewählt. Im vorliegenden Beiſpiele, wo P = 7800 Kilogr. L = 1,500 M. oder 150 Centimeter und für Gußeiſen R = 700 iſt, folgt daher für Formel 3):

$$b^3 = \frac{6 \times 7800 \times 150 \times 16}{700} \quad \text{oder} \quad b = 54^{cm},3$$

Es wird alſo die Höhe des Balancier's in der Mitte 54,3 Centimeter herzuſtellen ſein, während ſeine Breite (ohne Berückſichtigung der Rippen)

$$a = \frac{54,3}{16} = 3,39 \text{ Centimeter}$$

oder genau genug 0,034 Meter betragen muß.

Setzt man alſo in Formel 3) das Verhältniß

$$r = \frac{b}{a} = 16$$

ſo iſt alſo:

$$b = \sqrt[3]{0,137.P.L.} \qquad (4)$$

Da man aber nicht bei allen, beſonders nicht bei ſtarken und mit bedeutender Expanſion arbeitenden Maſchinen das Verhältniß $\frac{a}{b} = \frac{1}{16}$ wählen kann, indem die Höhe des Balancier's in der Mitte im Verhältniß zu ſeiner Länge dann zu beträchtlich ausfallen und die Form des Balancier's ganz abnorm ausfallen würde, ſo iſt es zweckmäßig, anzunehmen, daß das Verhältniß der Höhe b zur halben Länge L des Balancier's die Werthe zwiſchen 0,35 bis 0,25 oder ungefähr $\frac{1}{3}$ bis $\frac{1}{4}$ nicht überſchreite. Nehmen wir an, daß man für das Verhältniß r je nach Umſtänden die Werthe $\frac{1}{12}$, $\frac{1}{16}$ oder $\frac{1}{20}$ gebrauchen wird, ſo ergiebt ſich noch für den erſten und letzten Fall nach Formel 3)

$$b = \sqrt[3]{0,103.PL} \quad (\text{für } r = 12)$$

$$\text{und } b = \sqrt[3]{0,171.P.L} \quad (\text{für } r = 20)$$

Manche Conſtructeurs nehmen bei vorſtehenden Querſchnittsberechnungen zugleich auf die Rippe n und n' Rück-

sicht, weil sie die Widerstandsfähigkeit des Balancier's beträchtlich erhöhen; andere hingegen verfahren in der von uns angegebenen Weise, indem sie die Dimensionen des eigentlichen Balancierkörpers berechnen und die Rippen den gefundenen Dimensionen beifügen, wodurch die Sicherheit gegen den Bruch des Balancier's bedeutend erhöht wird.

Die Stärke a′ dieser Rippen (Fig. 2) ist gewöhnlich gleich der oben gefundenen Breite a des Balancierkernes (ohne Berücksichtigung der Kehlung) und ihre Breite b′ beträgt $\frac{1}{5}$ der Höhe b; es ist also

$$a' = a \qquad (5)$$

$$\text{und } b' = \frac{b}{5} = 0{,}2 . b \qquad (6)$$

Bei unserm Beispiele war b = 54,3 und a = 3,4 Centimeter; daher

a′ = 3,4 und b′ = 10,8 Centimeter.

Die Länge l der Are oder des Walzeisens D zwischen den Mitten der beiden Lager (Fig. 2) beträgt bei der gewöhnlichen Unterstützung desselben $1\frac{1}{2}$ mal der Höhe b also

$$l = 1{,}5\ b \qquad (7)$$

Der Durchmesser D dieser Are läßt sich nach den Regeln berechnen, welche für den Fall bekannt ist, bei welchem ein Körper in der Mitte der beiden Auflagerungen belastet ist, und die durch folgende Formel ausgesprochen wird:

$$D = \sqrt[3]{\frac{P' b}{140}} \qquad (8)$$

Hierin ist P′ die Belastung in Kilogramm und 140 der für Schmiedeeisen angenommene und für vorliegenden Fall etwas veränderte Coefficient. Wir nehmen an, daß P′ gleich ist dem Gesammtdrucke des Dampfes auf den Kolben vermehrt um das Gewicht des Balancier's und der anhängenden Theile, welches man $\frac{1}{10}$ oder $\frac{1}{12}$ P setzen kann. Ueberdies macht man die auf beiden Seiten des Balancier's hervorragenden Theile der Are gleich der Hälfte der Höhe b, so daß der gesammte freiliegende Theil der Are gleich b ist.

Setzen wir folglich in 8) für unser Beispiel P′ = 8000 K., so wird:

$$D = \sqrt[3]{\frac{8000 \times 54{,}3}{140}} = 14{,}6 \text{ Centimeter} = 0{,}146 \text{ Meter.}$$

Dieser Durchmesser vermindert sich von der Nabe aus nach den beiden Zapfen zu ungefähr um $\frac{1}{10}$ (Fig. 2), so daß derselbe in der Nähe der Zapfen nur noch

$$D' = 0{,}146 - \frac{0{,}146}{10} = 0{,}31 \text{ Meter}$$

ungefähr betragen wird.

Nach dem englischen Ingenieur Farey soll der Durchmesser der Are in unserm Beispiele nur 0,m128 betragen; seine Bestimmungen beziehen sich aber nur auf Niederdruckmaschinen, während unsere Formel auch für starke Expansionsmaschinen Gültigkeit hat.

Der Durchmesser d der beiden Arenzapfen ist $\frac{8}{10}$ von der Arenstärke in der Mitte, also

$$d = 0{,}8\ D; \qquad (9)$$

demnach ist für unsern Fall:

$$d = 0{,}8 \times 0{,}146 = 0{,}^{m}117.$$

Die Länge l′ der Zapfen beträgt gewöhnlich 1,10 bis 1,20 des Durchmessers, daher im Mittel

$$l' = 1{,}15\ d \qquad (10)$$

In unserm Beispiele ist also:

$$l' = 1{,}15 \times 0{,}117 = 0{,}^{m}135.$$

Die Nabe des Balancier's. Die Länge M oder der Theil der Nabe des Balancier's, welcher auf der Are ruht, soll groß genug sein, um die Lage des Balancier's in der Verticalebene und seine Befestigung auf der Are zu sichern. Man macht diese Länge gewöhnlich $\frac{4}{10}$ bis $\frac{5}{10}$ der Höhe b, erhält also im Mittel

$$M = 0{,}45 . b \qquad (11)$$

daher für unsern Fall M = 0,45 . 0,543 = 0,m244. Die geringste Stärke E der Nabe (Fig. 2) soll $\frac{9}{100}$ der Höhe b sein, also

$$E = 0{,}09\ b \qquad (12)$$

Man wird daher haben:

$$E = 0{,}09 \times 0{,}543 = 0{,}^{m}049.$$

Die Nabe schließt sich, wie Fig. 2 zeigt, durch eine Kehle an den eigentlichen Balancierkörper an, wodurch die Sicherheit noch mehr erhöht wird.

Graphische Tabelle Fig. A und B.

Wie dies schon früher bei Angabe der Dimensionen verschiedener Maschinentheile geschehen ist, so haben wir auch hier gesucht, die Auffindung der verschiedenen Dimensionen der Balanciers und ihrer Aren durch eine graphische Tabelle zu erleichtern. Obgleich unsere Tabelle in kleinem Maßstabe ausgeführt ist, so giebt sie doch die verlangten Dimensionen für die Praxis schon genau genug; es ist aber besser, zum praktischen Gebrauch die Tabelle in größerem Maßstabe zu construiren.

Fig. A, welche das Rechteck ECDJ umfaßt, dient zur Bestimmung der verschiedenen Höhen und Breiten der Balanciers oder von gußeisernen Balken, welche ähnlichen Einwirkungen ausgesetzt sind, da die Tabelle auch zur Bestimmung der Dimensionen von den an einem Ende befestigten, am andern Ende belasteten Körpern dienen kann.

Die Theile auf der untern Horizontalen EC entsprechen den verschiedenen Belastungen P in Tonnen à 1000 Kilogr. Die Theile sind gleich und von denselben gehen nach dem Punkte F geneigte Linien, welche den verschiedenen Verhältnissen 1 : 20, 1 : 18, 1 : 16 u. s. w. der Stärke a und Höhe b des Balancier's in der Mitte entsprechen. Ebenso

entsprechen auch die Linien, welche von den Theilpunkten der Linie CD nach dem Punkte E gehen, diesen Verhältnissen für jede gegebene Belastung. Die zwischen E und F in gleichen Abständen gezogenen Horizontalen entsprechen den verschiedenen Längen der Balancierarme in Centimetern von 20 bis 300 oder von 0,^{m}20 bis 3 Meter. Die Curve CiJ endlich ist der geometrische Ort aller Punkte, welche für die verschiedensten Fälle der Höhe b entsprechen, und die nach Formel 3) construirt ist. Die Werthe von b werden auf der obersten Horizontalen DJ in Centimetern abgelesen.

Um den Gebrauch der Tabelle deutlich zu machen, nehmen wir unser oben berechnetes Beispiel wieder vor. Die halbe Länge des Balancier's war 1,^{m}50; es ist zuvörderst die Höhe b des mittleren Theiles desselben zu bestimmen: Man ziehe die Horizontale ef in der Mitte von 140 und 160 der verticalen Linie EJ (der gegebenen Länge 150 Centim. entsprechend) bis zum Durchschnitt f mit der geneigten Linie Fc, die durch den Punkt c geht, welcher der Belastung von 7800 Kil. entspricht. Von dem Durchschnittspunkt f geht man vertical abwärts bis zum Durchschnitt g mit der geneigten Linie E . 16, welche dem Verhältnisse a : b = 1 : 16 entspricht. Von diesem Punkte g endlich zieht man die Horizontale gh, welche die Curve CJ in i schneidet und geht von da vertical aufwärts bis zu der Horizontalen DJ, wo man bei i' den Werth von b gleich 54,3 Centimeter ablesen würde, wenn die Eintheilung, wie es bei einer größeren Tabelle der Fall sein würde, weiter hätte ausgeführt werden können. Man erkennt aber doch die gute Uebereinstimmung, denn i' liegt wenig vor dem Theilstrich 55 und etwas hinter 54, wenn man sich die Entfernung zweier Theilstriche noch in 5 Theile getheilt denkt.

Der Theil ABJE der Fig. B bezieht sich auf die Dimensionen der Are oder des Walzeisens des Balancier's, sowie der der Nabe und der Rippen. Die verticale Linie AB zeigt die Werthe b von 1 bis 100 Centimeter; von den Theilpunkten aus sind Linien nach dem Punkte G gezogen. Der untere Maßstab GB giebt die Belastungen P' von 0 bis 25000 Kilogr. an. Die parabolische Curve BkH ist nach Formel (8) gezeichnet, wobei die Theile der oberen Horizontalen AH die Durchmesser in Centimetern angeben.

Um nun den Durchmesser der Balancierare zu finden, wenn die Höhe b = 54 Centimeter und die Belastung 8000 Kilogr. beträgt, zieht man die Verticale 8j vom Punkte 8 aus, der dieser Belastung entspricht, bis an die geneigte Linie Gm, die durch den Theilpunkt 54 des Maßstabes BA geht. Von dem Durchschnitttspunkte j aus, zieht man die Horizontale jl, deren Theil lk, zwischen den Vertikalen BA und der Curve BH der gesuchte Durchmesser ist und den man im vorliegenden Falle auf der obersten Horizontalen AJ gleich 14,6 Centim. ablest, wenn man vom Punkte k vertical aufwärts bis an die Linie AJ geht.

Geht man ferner vom Punkte m, der dem Werthe b = 54 Centim. entspricht, bis zu den Durchschnitten mit den Linien BM', Bb'' und BE' und von denselben vertical aufwärts bis zur Horizontalen AJ, so lassen sich hier die Dimensionen M, b' und E des mittlern Theiles des Balancier's ablesen; im vorliegenden Falle finden sich die Werthe mq = 24,4 Centim. für M, mp = 10,8 Centim. für b' und mo = 49 für E, d. h. dieselben, wie sie sich durch Rechnung ergeben haben.

Wir legen auf die Anwendung der graphischen Tabellen in der Praxis ein besonderes Gewicht, da die Bestimmung der Dimensionen der verschiedenen Maschinentheile mit Hülfe derselben schnell und sicher geschieht und die Resultate sich vollkommen genau genug ergeben, wenn die Diagramme in größerem Maßstabe gezeichnet worden sind.

Es bleibt uns nun noch übrig, die Dimensionen derjenigen Aren oder Bolzen festzustellen, welche den Balancier mit der Kurbelstange, sowie mit den Kolbenstangen des Cylinders, der Luft- und Speisepumpe in Verbindung setzen.

Um zuvörderst den Durchmesser der Zapfen des Bolzens oder der Are o' zu bestimmen, welcher die Kurbelstange trägt, verweisen wir auf die Regel, welche wir früher bei Betrachtung der gußeisernen Kurbelstangen angegeben haben. (S. 140.) Dieser Durchmesser ergab sich:

$$d' = 0{,}8\,d \qquad (13)$$

wenn d den Durchmesser der Krummzapfenwarze bezeichnet. Da in unserm Beispiele d = 0,^{m}100 ist, so findet man d' = 0,8 × 0,100 = 0,08 oder 80 Millimeter.

Was den Bolzen selbst betrifft, so wird er gewöhnlich bestimmt durch

$$d'' = 1{,}25\,.\,d' \qquad (14)$$

Für vorliegenden Fall ist daher d'' = 0,^{m}100.

Dieselben Dimensionen hat der Bolzen o (Fig. 1 u. 3), welcher die Kolbenstange trägt, da er dieselben Kräfte zu übertragen hat.

Die Zapfen der beiden schmiedeeisernen Bolzen q und q' (Fig. 1), von denen der eine die Kolbenstange der Luftpumpe, der andere die der Kaltwasserpumpe, oft auch die der Speisepumpe trägt, bestimmen sich in ähnlicher Weise, indem man den Druck sucht, welchem sie zu widerstehen haben. Bei ersteren ist dieser Druck beinahe dem Atmosphärendrucke gleich, oder 1,^{k}033 pr. Quadratcentimeter, multiplicirt mit dem Querschnitte des Kolbens der Luftpumpe.

Enden der Balanciers. Die Enden der Balanciers bestehen gewöhnlich in 2 abgerundeten Theilen, welche die Naben der Bolzen o und o' bilden. Der Durchmesser D' dieser Theile (Fig. 1) beträgt ungefähr $^{2}/_{5}$ der Höhe b; also

$$D' = 0{,}4\,b \qquad (15)$$

woraus folgt, wenn b = 0,^{m}543 ist: D' = 0^{m}217. Die Länge M' dieser Naben (Fig. 3) ist sehr gewöhnlich 1,6 der Breite b' der Rippen n, wonach:

$$M' = 1{,}6\,b', \qquad (16)$$

folglich für $b' = 0{,}^{m}108$ $M' = 0{,}^{m}174$ ist.

Für die Naben der beiden Bolzen q und q′ kann man die Dimensionen in ähnlicher Weise bestimmen, wie dies bei der Are D des Balancier's geschehen ist.

Geometrische Construction des Balancier's und Parallelogrammes.

Streng genommen soll die krumme Linie, welche den Balancier umgrenzt, eine Parabel sein, wie dies bei Körpern von gleichen Widerstand, wenn sie an einem Ende festgehalten werden und ihre Breiten constant sind, der Fall ist. Da aber seine Form sehr lang gestreckt ist, so setzt man in der Praris die krumme Linie aus Kreisbögen zusammen, oder bestimmt die Punkte derselben auf folgende Weise:

Man zieht vom äußersten Punkte E″ der Höhe des Balancier's in der Mitte eine Tangente E″c an den äußersten Kreis der Nabe, der vom Mittelpunkt o aus beschrieben worden ist und fällt von dem Berührungspunkte c ein Perpendikel gegen die Mittellinie oO′; ferner zieht man vom Punkte E″ aus eine Parallele zu dieser Mittellinie oO′ bis zum Durchschnitt c′ mit dem Perpendikel und theilt dieselbe in eine gewisse Anzahl gleicher Theile z. B. wie in unserer Figur in 5 Theile, aus welchen Theilpunkten man Parallelen zu dem Perpendikel cc′ zieht. Die Linie cc′ theilt man nun in eine ebenso große Anzahl gleiche Theile und zieht von den Theilpunkten Linien nach dem Punkte E″. Die Durchschnitte dieser geneigten Linien mit den entsprechenden Perpendikeln in den Theilpunkten der Linie E″c′ liegen in der Curve, welche den Balancier begrenzt.

Diese krumme Linie ertheilt dem Balancier eine sehr gefällige Form und läßt sich, wie aus Vorstehendem ersichtlich ist, sehr leicht construiren, worauf in der Praris besonderer Werth gelegt wird.

Das Parallelogramm ist am Balancier angebracht, um sowohl dem Dampfkolben, als auch dem Kolben der Luftpumpe eine geradlinige, verticale Bewegung zu ertheilen. Im Folgenden soll noch angegeben werden, wie das Parallelogramm construirt wird und wie die Verbindungspunkte desselben mit den beiden Kolbenstangen angemessen bestimmt werden.

Man zieht die Gerade JJ′ in einer Entfernung, die gleich dem Krummzapfenhalbmesser oder halben Kolbenhub ist, parallel zur Mittellinie oO′, und beschreibt vom Mittelpunkte O aus mit einem Halbmesser gleich der Länge Oo des Balancierarmes den Bogen oG, welcher die Horizontale JJ′ in G trifft; von diesem Punkte zieht man eine Gerade GO nach dem Mittelpunkte O und erhält in derselben die Lage der Mittellinie des Balancier's bei seiner tiefsten Stellung. Ferner beschreibt man von O aus mit dem Halbmesser Oq, gleich der halben Länge des Balancierarmes, den Kreisbogen qH bis zum Durchschnitt desselben mit der Linie OG und fällt nun von den Durchschnittspunkten G und H die Perpendikel Gg′ und Hh′ gegen die Mittellinie oO′. Halbirt man die erhaltenen Pfeilhöhen og′ und gh′ und legt durch die erhaltenen Theilpunkte die Verticalen IJ und ij, so ergeben sich die Lagen der Kolbenstangen des Dampfcylinders und der Luftpumpe. Die Linien oJ und qj, die einander parallel sind, geben die Lagen der Hängestangen des Parallelogramms an, wenn der Balancier horizontal steht oder der Kolben im Mittel seines Hubes befindlich ist. Die Kolbenstange wird im Punkte J, am Ende der Hängestange oJ und der Kolben der Luftpumpe im Punkt j′ der im Halbirungspunkte der Hängestange qj, also in den Geraden OG liegt, angeschlossen, wodurch für beide Kolbenstangen nach Anbringung der Lenkstange eine verticale geradlinige Bewegung erzielt wird.

Obgleich der Balancier, den wir als Grundlage bei unsern Betrachtungen annahmen, am gewöhnlichsten Anwendung findet, so kommen doch auch bemerkenswerthe Abänderungen vor, die wir in ihren Hauptzügen noch vorführen wollen:

Bei sehr starken Maschinen, z. B. bei den einfach wirkenden Cornwaller Maschinen, wendet man doppelte Balanciers an, d. h. solche, die aus zwei gleichen, parallelen und auf derselben Are befindlichen Hälften bestehen, weil es in Folge ihrer nöthig werdenden, bedeutenden Dimensionen mit großen Schwierigkeiten verbunden sein würde, sie aus einem Stücke herzustellen.

Fig. 5, 6 und 7 zeigen einen derartigen Balancier. Fig. 5 ist ein Verticaldurchschnitt durch die Mitte nach der Hauptare D; Fig. 6 ist die Seitenansicht und Fig. 7 der Horizontaldurchschnitt, sowie ein Theil der Oberansicht eines Endes des Balancier's. Fig. 7 und 5 zeigen die Entfernung beider Hälften von einander.

Im Allgemeinen ist der doppelte Balancier von dem einfachen, den wir beschrieben haben, nur im Innern verschieden, seine äußere Ansicht ist dieselbe, indem die Rippen und Naben in derselben Weise hergestellt werden; die beiden inneren Flächen beider Hälften sind aber vollkommen eben.

Die Dimensionen beider Hälften werden unter der Voraussetzung berechnet, daß jede die Hälfte des Gesammtdruckes des Dampfes auf den Kolben zu übertragen hat; nur die Breite beider Hälften nimmt man gewöhnlich etwas geringer, als sie Formel 3) giebt, indem man auf die Rippen n und n′ Rücksicht nimmt, welche die Widerstandsfähigkeit allerdings bedeutend erhöhen. Die Are oder das Walzeisen D ist in beiden Balancierhälften durch 3 oder 4 Keile befestigt und da man die Hängestangen des Parallelogrammes im Innern der beiden Theile anbringen kann, so liegen die Zapfen der Bolzen o und o′, welche diese

Hängestangen tragen, zwischen beiden Balancierhälften, wie Fig. 7 zeigt. Die Verbindungen dieser Bolzen mit den Enden des Balancier's sind von außen durch runde Scheiben bedeckt, welche an den Enden der Bolzen, die in eine Schraube auslaufen, befestigt sind.

Es giebt ferner Balanciers, bei welchen die Enden in Zapfen auslaufen, um die Aufhängung der Kurbelstange und der Hängestangen des Parallelogramms beweglich zu machen. Fig. 8, 9 und 10 zeigen diese Einrichtung. Fig. 8 ist ein Verticaldurchschnitt durch die Mitte des Balancier's, Fig. 9 die Seitenansicht eines der Enden und Fig. 10 ein Horizontaldurchschnitt durch die Mitte desselben nach der Linie 5—6. Die Enden des Balancier's sind bis zu einer gewissen Tiefe ausgebohrt, um einen starken schmiedeeisernen Bolzen G aufzunehmen, welcher an seinem freien Ende mit einem, ein Kugelsegment bildenden, Kopfe versehen ist und einen beweglichen mit den beiden Zapfen o versehenen Muff K trägt. Durch den Keil c, der sich zwischen den beiden Hakenclavetten c_1 bewegt, wird der Bolzen G festgehalten und gestellt. Durch diese ganze Anordnung verhindert man das Abbrechen des einen oder andern Verbindungsstückes, wenn die Bewegungsebene nicht genau mit der der Kolbenstange zusammenfällt. Der Durchmesser des Bolzens G an der Stelle, an welcher er den Muff trägt, soll wenigstens dem Durchmesser der Krummzapfenwarze gleich sein.

Diese Einrichtung hat sich zwar in der Praxis gut bewährt, ist aber kostspieliger, als die in Fig. 1 dargestellte; man hat daher auch gesucht, sie zu vereinfachen, wie dies die Fig. 11 bis 14 andeuten, welche die Einrichtung des Balancier's an der Dampfmaschine der Pariser Münze angeben. Fig. 11 ist ein Verticaldurchschnitt durch die Mitte des Balancier's; Fig. 12 die Seitenansicht eines der Enden desselben mit dem Durchschnitt des Muffes, welchen der Bolzen oder Zapfen trägt; Fig. 13 zeigt die Voransicht des Muffes und Fig. 14 einen Durchschnitt nach der Linie 7—8.

Man erkennt, daß jedes Ende des Balancier's in einem Zapfen ausläuft, anstatt zur Aufnahme desselben eine Bohrung zu erhalten, und daß dieser Zapfen den guß- oder schmiedeeisernen Muff K trägt, der mit den Zapfen o versehen ist und durch den Ring B′ an seinem Platze erhalten wird. Dieser Ring sitzt auf dem Bolzen b, der an der einen Seite durch den Keil c festgehalten wird und am äußern Ende mit der Schraubenmutter e′ versehen ist, welche an den Ring B′ anliegt.

Diese Einrichtung ist billiger, als die vorhergehende und erfüllt genau denselben Zweck.

Alles was in Bezug der Balanciers von Maschinen mit einem Cylinder gesagt worden ist, findet auch Anwendung auf die Balanciers der Maschinen mit zwei Cylindern. Da der größere Kolben auf das Ende, der kleinere aber in $^3/_4$ oder $^2/_3$ der Länge des Balancierarmes wirkt, so nimmt man zur Vereinfachung der Rechnung entweder an, daß der Gesammtdruck beider Kolben auf das Ende oder auf einen Punkt des Balancier's wirkt, der zwischen den beiden Punkten liegt, an welche die Kolben angeschlossen sind. Die Bestimmung der Balancierdimensionen geschieht dann genau in der oben vorgeführten Weise.

Endlich kommt es auch vor, daß die beiden Arme des Balancier's von ungleicher Länge sind, indem z. B. der auf der Seite des Cylinders befindliche Arm länger, als der andere, auf der Seite der Kurbelstange befindliche, ist. Dieser Umstand ist aber ohne Einfluß auf den Hauptquerschnitt des Balancier's, da die an jedem Ende auszuübenden Kräfte sich umgekehrt, wie die Längen der Arme verhalten. Man führt daher zur Bestimmung des Querschnittes die vom Dampfkolben ausgeübte Kraft und den auf derselben Seite liegenden Balancierarm in Rechnung. Was die Gesammtbelastung der Balancierare D betrifft, so beträgt dieselbe die halbe Summe der an beiden Enden des Balancier's wirkenden Kräfte. Setzt man die Kraft des Kolbens P, den längern Balancierarm L und den kürzern L′, sowie die von letzterem zu übertragende Kraft x, so hat man

$$L : L' = x : P \text{ oder } x = \frac{LP}{L'}$$

Die Gesammtbelastung p′ der Balancierare beträgt daher, wenn p das Gewicht des Balancier's und der anhängenden Theile ist:

$$p' = \frac{P + x + p}{2}$$

welchen Werth man zur Bestimmung des Arendurchmessers in Formel 8) einführt.

(Armengaud aîné. Publication industrielle, t. 8, p. 428).

Beiträge zur Ermittelung der Reibung der Eisenbahnfuhrwerke.

Von

M. M. von Weber,

Ingenieur und Königl. Sächs. Eisenbahn-Director.

Bei Gelegenheit eines umfänglichen Kohlentransportes auf der Sächsisch-Schlesischen Staats-Eisenbahn war es in Frage gekommen, ob nicht durch Abänderung der Construction der zu diesem Transporte verwendeten Wagen eine Verminderung der beträchtlichen Bruttolast erzielt und somit eine Reduction der Selbstkosten dieses Verkehrs herbeigeführt werden könnte. Es wurde hierbei auch die vom Bevollmächtigten der Leipzig-Dresdner Eisenbahn, Herrn Busse, empfohlene Construction der Wagengestelle, welche durch besondere, innerhalb der Räder angebrachte Lager die Aren an der Stelle stützt, wo ziemlich häufig Arenbrüche vorkommen, und von welcher der Erfinder behauptete, daß sie mit gleicher Sicherheit, die doppelte Belastung gewöhnlicher vierrädriger Wagen tragen könnte, in Erwägung gezogen. Da nun, die Frage der Sicherheit ganz bei Seite gelassen, von Seiten der Eisenbahn-Techniker, auf Grund theoretischer Folgerungen der einfachsten Art, angeführt wurde, daß eine Ersparniß, welche eben durch einige Verminderung des Bruttogewichts mittelst dieser Construction erzielt werden könnte, dadurch wieder verloren gehen müsse, daß die Hälfte der zu transportirenden und der Wagenlast auf Arenhälsen von größerem Durchmesser ruhe, weil Eindrehen der Aren innerhalb der Naben bis auf die gewöhnliche Arenschenkelstärke durchaus unzulässig erscheint, und somit die Erzeugung einer stärkeren Reibung unvermeidlich sei, so gab das Königl. Sächsische Finanz-Ministerium dem Antrage des Verfassers: die Werthe der Reibungen von Fuhrwerken verschiedener Construction auf practischem Wege ermitteln zu lassen, geneigtes Gehör und beauftragte ihn mit Anstellung der darauf abzielenden Versuche. Diese waren um so wichtiger, als unseres Wissens noch keine Versuche über die Reibung von wohlerhaltenen und mit den neuerdings allgemein in Gebrauch gekommenen Oelschmierapparaten versehenen Fuhrwerken angestellt worden waren, wohl aber die Erfahrung gelehrt hatte, daß die Maschinen beträchtlich größere Anzahlen von Wagen zu ziehen im Stande waren, die mit Oel geschmiert wurden, als solche, bei denen die Patent-Palmölschmiere in Anwendung blieb. Mit diesen aber hatte Pambour die Versuche angestellt, deren Resultate seitdem bei Berechnung der Reibung von Eisenbahnfuhrwerken zum Grunde gelegt wurden. Die den Versuchen beiwohnenden Eisenbahnbeamten und Techniker waren daher darauf gefaßt, beträchtlich geringere, als die Pambour'schen Reibungscoefficienten erscheinen zu sehen. Ohne Auswahl, wie sie eben aus dem Dienste kamen, wurden dem Verfasser von der Sächsisch-Schlesischen Staatseisenbahn:

1) ein Tender mit Doppellagern nach dem Systeme des Herrn Busse.
2) = = = einfachen Lagern,
3) ein vierrädriger Lowry mit Doppellagern,
4) = = = = einfachen Lagern von der Chemnitz-Riesaer Staatseisenbahn,
5) = sechsrädriger = = einfachen Lagern,
6) = vierrädriger = = einfachen Lagern von d. Lpz.-Dresdn. B.,
7) = Rahmenwagen nach d. System des Hrn. Busse

zur Verfügung gestellt.

Die unter 1, 2, 3, 4, 5, 6 bezeichneten Fuhrwerke, deren einschlagende Dimensionen aus der Tabelle I ersichtlich sind, wurden hierauf dergestalt belastet, daß der Druck auf die Arenzapfen sowohl bei den Wagen unter sich, als bei den Tendern unter sich, derselbe und zwar dem gleich war, den das schwerste Fuhrwerk jeder Gattung leer ausübte. Diese Ausgleichung geschah mittelst der zu Riesa befindlichen, sehr guten, großen Geleis-Brückenwage und wurde dabei das Gewicht der Are mit zwei Rädern zu 12 Centnern angenommen. Diese Durchschnittsannahme war nöthig, da bei der Abwiegung der Wagen die Aren und Rädergewichte von dem Gesammtgewichte zu subtrahiren waren, um den Druck auf die Zapfen zu erhalten. Ein merklicher Fehler war hierbei nicht zu erwarten. Aus den von 1—6 genannten Tendern und Wagen wurde nun ein Zug gebildet, in den die Fuhrwerke in der Ordnung standen, in welcher Versuche mit ihnen angestellt werden sollten, wobei der Beginn der Versuche vom Ende des Zuges her gerechnet war. Zur Anstellung der Versuche wurde eine Bahnstrecke gewählt, die auf der Chemnitz-Riesaer Eisenbahn, von dem Wegübergange aus, wo die Leipzig-Dresdener Chaussee diese Bahn bei Seerhausen kreuzt, nach Riesa hin belegen ist und die vom genannten Wegübergange ab, nach nochmals zu diesem Behufe angestellten, genauem Nivellement 593 Ellen 1 : 200 fällt und dann über 1000 Ellen weit 1:500 steigt. Der Brechpunkt der beiden geneigten Ebenen ist durch eine flache Curve vermittelt. Von der vertical und horizontal vollkommen guten Lage der Geleise auf den Versuchsstrecken überzeugte man sich vor

Beginn der Versuche. Das Wetter begünstigte dieselben in hohem Maße, da nur ein ganz schwacher, kaum fühlbarer Lufthauch aus Südwesten wehte, der den ganzen Tag stetig blieb. Die Geschwindigkeit dieses Windes, der vielleicht zwischen den Smeaton'schen Graden von „kaum bemerklich" und „deutlich bemerklich" wechselte, kann auf die Gesammtfläche der Wagen kaum einen Druck von 1 Pfd. geäußert haben, die Differenz dieses Druckes bei verschiedenen Experimenten hat aber sicherlich kaum 1/4 Pfd. betragen. Die Schienen waren glatt gefahren und trocken; die mit gußeisernen Stühlen solid vereinigten Stöße derselben lagen allenthalben fest.

Die Resultate der einzelnen Versuche zeigt die Tabelle I und es werden zu derselben nur folgende Bemerkungen in Betreff der Natur der Fuhrwerke nothwendig, die den Versuchen unterworfen wurden. Die Versuche 1, 2 wurden mit dem Tender mit Doppellagern angestellt, den die Sächsisch-Schlesische Staatseisenbahn gestellt hatte.

Die Zapfen der äußern Lager dieses Tenders haben 2 1/8 die inneren aber 4 1/4 Zoll engl. Maß Durchmesser. Der Tender legte auf der Neigung 593, auf der Steigung im Mittel 590 1/2 Ellen zurück und die Gesammtheit der seiner Bewegung auf der Steigung entgegengesetzten Hindernisse absorbirte daher in Fußpfund ausgedrückt und a genannt

$$a = g\left[\frac{1}{593} - \frac{l,}{590,5}\right] = 63{,}154,$$

wo l den Weg auf der Neigung, l, den Weg auf der Steigung, g die Last des Tenders bezeichnet. Dieser Widerstand ist nun aber auf die Gesammtlänge des durchlaufenen Weges zu vertheilen, und ergiebt daher einen constanten Widerstand von 26,6 Pfd. oder 1/666 der Last.

Nachdem dieser Tender die beiden Läufe, die jedes Fuhrwerk zurückzulegen bestimmt war, gemacht hatte, beschloß man nunmehr, die inneren Lager zu entfernen und dann den Tender aufs Neue mit blos einfachen Lagern laufen zu lassen, sandte ihn daher in Begleitung der beiden Herren Maschinenmeister der Sächsisch-Böhmischen und Sächsisch-Schlesischen Staatsbahn, behufs der Vornahme der nöthigen Arbeiten, nach Riesa zurück. Dann ließ man den zweiten Tender der Sächsisch-Schlesischen Staatsbahn mit einfachen Lagern sich in Bewegung setzen, wählte jedoch, der Passage der Chaussee wegen, einen Abgangspunkt, der den Lauf auf der Neigung um 10 Ellen verkürzte. Dieser Tender legte demnach 583 Ellen auf der Neigung, dagegen 608 Ellen auf der Steigung zurück. Der Reibungscoefficient für diesen Tender betrug demnach 1/714.

Der nächste Versuch wurde mit einem leeren Doppellager-Lowry der Sächsisch-Schlesischen Staatsbahn von 4 Zoll innerer und 2 5/8 Zoll äußerer Arenschenkelstärke und 69 Ctr. 40 Pfd. an Gewicht gemacht.

Dieses Fuhrwerk setzte sich nicht von selbst in Bewegung und mußte einen kleinen Anstoß erhalten.

Der Reibungscoefficient dieses Wagens fand sich aus den in der Tabelle II aufgeführten Werthen zu 1/510.

Es lief alsdann ein sechsrädriger Lowry der Chemnitz-Riesaer Staatsbahn mit einfachen Arenlagern und Schenkeln von 2 5/8 Zoll Dicke und 69 Ctr. Gewicht, das mit Steinen bis zum Gewicht von 69 Ctr. 40 Pfd. ausgeglichen war.

Der Reibungscoefficient hierfür zeigte sich zu 1/722.

Ein Lowry der Chemnitz-Riesaer Staatsbahn mit 4 Rädern, 53 Ctr. 55 Pfd. an Gewicht und mit Steinen wiederum zu derselben Arenbelastung ausgeglichen ergab bei den nächsten Versuchen 1/721 als Reibungscoefficient.

Der nächste Versuch mit einem vierrädrigen Wagen der Sächsisch-Schlesischen Staatsbahn war ein verunglückter. Das eine Vorderrad dieses Wagens hatte einen so merklich größeren Durchmesser als das andere, daß der Flansch des letzteren, wenn der Wagen gerade in das Geleis gestellt war, schon nach einem Wege von 8—10 Ellen wieder an die Schiene streifte. Ebenso sind die Versuche 11 und 12 mit dem Tender der Chemnitz-Riesaer Staatsbahn, der gleich von der Maschine losgemacht und laufen gelassen wurde, als verfehlt zu betrachten, da die Bremsklötze dieses Tenders anstreiften.

Hierauf wurden die Wagen nach Riesa zurückgeführt und der vierrädrige Doppellagerwagen der Sächsisch-Schlesischen Staatsbahn, der sechsrädrige Lowry der Chemnitz-Riesaer Staatsbahn und der vierrädrige Rahmenwagen der Leipzig-Dresdner Bahn, jeder mit 120 Ctr. belastet, auch der Locomotive ein neuer Tender angefügt und der Doppellagertender der Sächsisch-Schlesischen Staatsbahn, aus dessen Gestell inzwischen die Doppellager entfernt worden waren, dem Zuge angefügt. Es begannen die Versuche nun aufs neue und zwar lief zuerst: der Doppellagerlowry der Sächsisch-Schlesischen Staatsbahn. Das Stehenbleiben des Wagens zeigte eine bewundernswürdige Uebereinstimmung, er erreichte jedesmal genau die Entfernung von 459 Ellen vom Scheitelpunkte der beiden Steigungen. Der Reibungscoefficient ergab sich hieraus fast genau so groß, wie für den leeren Wagen, nämlich zu 1/514, ebenso wie auch die zurückgelegten Distanzen im Mittel nur um 4 1/2 Elle differirten. Hierauf lief der Rahmenwagen des Herrn Busse und erreichte eine Entfernung von 459 vom Scheitel, die sich bei beiden Versuchen bis auf den Zoll gleich blieb. Der Reibungscoefficient ergab sich zu 1/470.

Der darauf laufende sechsrädrige Lowry der Chemnitz-Riesaer Staatsbahn legte zwischen 627—631 Ellen auf der Steigung zurück, während er, leer, zwischen 615 und 629 Ellen zurückgelegt hatte, Zahlen, die im Mittel nur 7 Ellen differiren. Der Reibungscoefficient ergab sich jetzt zu 1/727.

Der Tender der Sächsisch-Schlesischen Bahn, der am Morgen mit Doppellagern gelaufen war, lief nun mit einfachen Lagern von 2 5/8 Durchmesser.

Nach der Theorie hätte er nun 660° zurücklegen müssen, legte aber 602½ Elle zurück, so daß sich sein Reibungscoefficient zu 1/694 ergiebt, zugleich aber die Ansicht sich geltend machen mußte, daß bei diesem Tender, der leer war, wahrscheinlich die inneren Arenzapfen bei dem ersten Versuche sehr wenig Belastung erhalten hatten.

Tabelle I.

Nr. der Versuche	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Beschreibung des Wagens	Doppel-Lager-Tender der Sächs.-Schles. Staatsbahn	Derselbe	Einfacher Lager-Tender der Sächs.-Schles. Staatsbahn	Lowry der Sächs.-Schles. Staatsbahn. Doppel-Lager	Derselbe	Lowry der Chemnitz-Riesaer Staatsbahn. Einfaches Lager	Derselbe	Lowry der Chemnitz-Riesaer Staatsbahn. Einfaches Lager	Derselbe
Durchmesser der Räder	3′	3′	3′	3′	3′	3′	3′	3′	3′
Arenzahl	3	—	3	2	—	3	—	2	—
Gewicht des leeren Wagens	177 Ctr. 40 Pfd.	—	164 Ctr. 10 Pfd.	69 Ctr. 40 Pfd.	—	69 Ctr.	—	59 Ctr. 55 Pfd.	—
Gewicht der Belastung	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Durchmesser der Arenzapfen	4½″ engl. inneres Lager 2⅝ äuß. Lag.	—	2⅝″	4″ inneres 2⅝″ äußeres	—	2⅝″ engl.	„	2⅝″ engl.	„
Länge des Weges der Neigung	593	593	583	—	—	—	—	—	—
Länge des Weges auf der Steigung	592	589	608	439	460	629	615	616	623
Abgang	10. 3′. 45′	10. 18′ 0	10. 37. 40	11. 8. 0	11. 19. 15	11. 30. 35	11. 39. 25	11. 50. 25	11. 58. 40
Durchgang im Scheitel	10. 6′. 0″	10. 20. 10	10. 39 58	11. 10. 45	11. 21. 45	11. 32. 46	11. 41. 35	11. 52. 28	12. 0. 47
Ankunft	10. 8′. 0″	10. 22. 15	10. 42. 3	11. 12. 15	11. 23. 30	11. 35. 5	11. 44. —	11. 54. 45	12. 2. 55
Zeitdifferenz zwischen Abgang und Ankunft	4.′ 15	4. 15	4. 23	4. 15	4. 15	4. 30	4. 35	4. 20	4. 15
Zeitdifferenz zwischen Abgang und Durchgang durch den Scheitel	2. 15	2 —	2. 18	2. 45	2. 30	2. 10	2. 10	2. 3	2. 7
Reibungs-Coefficient	1/666		1/714	1/610		1/722		1/721	

Die Versuche für deren Güte die vortheilhaftesten Umstände unter denen sie angestellt wurden, die genaue Uebereinstimmung unter den Experimenten gleicher Art und die Zeitdauer derselben bürgt, wurden hiermit geschlossen.

Stellt man der Uebersichtlichkeit halber die durch dreifache Rechnung nach Raum, Zeit und verlorene Kraft gefundenen Coefficienten und Gewichte der Wagen neben einander, so erhält man folgende kleine Tabelle.

Tabelle II.

Benennung des Fuhrwerks	Einfache Lager				Doppelte Lager			
	Gewicht des Fuhrwerks	Ladefähigkeit	Arenzahl	Reibungs-Coefficient	Gewicht des Fuhrwerks	Ladefähigkeit	Arenzahl	Reibungs-Coefficient
1) Tender der Sächsisch-Schlesischen Staatsbahn	16410	—	3	1/714	—	—	—	—
2) 2 Doppellager-Tender mit herausgenommenen Doppellagern	17120	—	3	1/694	17740	—	3	1/666
3) Doppellager-Lowry der Sächsisch-Schlesischen Staatsbahn	—	—	—	—	6940	120 Ctr.	2	1/610
4) Lowry der Chemnitz-Riesaer Staatsbahn	6900	120 Ctr.	3	1/725	—	—	—	—
5) „ „ „ „ „	5355	90 Ctr.	2	1/721	—	—	—	—
6) Doppellager-Rahmenwagen d. Leipzig-Dresdner Eisenbahn	—	—	—	—	6980	120 Ctr.	2	1/670
7) Tender der Chemnitz-Riesaer Staatsbahn	22800	—	3	1/695	—	—	—	—

Der zuletzt laufende Tender der Chemnitz-Riesaer Staatsbahn ergab bei 3zölligen Arenzapfen einen Reibungscoefficienten von $^1/_{555}$, der aber wegen des geänderten Verhältnisses des Durchmessers von Are und Rad in der Repartition von 2,62 : 3 vermindert werden muß, wo dann ein Coefficient von $^1/_{635}$ resultirt.

10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
Lowry der Sächs.-Schles. Staatsbahn. Einfaches Lager	Tender der Chemnitz-Riesaer Staatsbahn	Derselbe	Wagen unter Versuch Nr. 4	Derselbe	Rahmenwagen der Leipzig-Dresdner Eisenbahn	Derselbe	Lowry der Chemnitz-Riesaer Staatsbahn oder 5. und 6. Versuch	Derselbe	Tender Nr. 1. Einfaches Lager	Derselbe	Tender der Chemnitz-Riesaer Staatsbahn
3′	3′	3′	3′	3′	3′	3′	3′	3	3′	3′	3′
2	3	—	2	—	2	—	3	—	3	—	3
59 Ctr. 40 Pfd.	228 Ctr.	—	69 Ctr. 40 Pfd.	—	69 Ctr. 80 Pfd. angenommen	—	69 Ctr.	—	177 Ctr. 40 Pfd.	—	228 Ctr.
—	—	—	120 Ctr.	—	120 Ctr.	—	120 Ctr.	—	—	—	—
$2^5/_8$″ engl.	3″ engl.	—	4″ inneres $2^5/_8$″ äußeres	—	4″ inneres $2^1/_2$″ äußeres	—	$2^5/_8$″ engl.	—	$2^2/_8$″	—	3″ engl.
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
240	222	220	547	547	459	459	627	631	602	603	493
12. 10. 35	11. 26. 5	12. 40. 45	3. 13. 20	3. 26. 38	3. 40. 55	3. 52. 55	4. 5. 25	4. 14. 20	4. 25. 30	4. 35. 55	4. 41. 50
12. 13. 18	11. 28. 45	12. 43. 33	3. 15. 25	3. 28. 20	3. 43. 22	3. 55. 20	4. 7. 25	4. 16. 25	4. 27. 37	4. 38. —	4. 44. —
12. 15. 5	12. 30. 5	3. 12. 45	3. 17. 30	3. 30. 37	3. 45. 20	3. 56. 45	4. 9. 15	4. 18. 25	4. 30. 15	4. 40. 45	4. 46. 15
4. 36	4 —	4 15	4 10	4 19	4 25	4 50	3 55	4 5	4 45	4 50	4. 25
2. 33	2 40 verunglückt	2 48	2 5 $^1/_{514}$	2 2	2 27 $^1/_{470}$	2 25	2 $^1/_{727}$	2 5	2 7 $^1/_{695}$	2 5	2 10 $^1/_{635}$

Aus dieser Tabelle geht hervor, daß:

1) der Reibungscoefficient der Doppellagerfuhrwerke im Mittel sich zu dem der Fuhrwerke mit einfachen Arenzapfen etwa verhalte wie $7 : 5^1/_2$, was eben so viel heißt, als daß zur Bewegung einer Last von 55 Ctrn., die auf Doppellagerfuhrwerken ruht, dieselbe Kraft nothwendig sei, als zur Bewegung einer Last von nahezu 70 Ctrn. auf Fuhrwerken mit einfachen Lagern;

2) an Bruttolast bei Anwendung von Doppellagerfuhrwerken in keiner Weise gespart werde, da ein Doppellagerwagen mit 4 Rädern, der zur Belastung mit 120 Ctr. geeignet ist, eben so viel oder mehr wiegt, als ein sechsrädriger Wagen mit einfachen Lagern, der ebenfalls 120 Ctrn. zu tragen bestimmt ist und vermöge seiner drei Aren mindestens dieselbe Sicherheit bietet als der Doppellagerwagen mit 2 Aren;

3) daß es daher, unter allen Umständen sowohl auf sehr geneigten als sehr ebenen Bahnen im Verhältniß von 7 : 55 vortheilhafter sei, die Lasten auf sechsrädrige Wagen mit einfachen Lagern als auf vierrädrigen Doppellagerwagen zu transportiren;

4) und dies ist das Hauptresultat dieser Versuche: Der Reibungscoefficient mit Oel geschmierter Zapfen von Eisenbahnfuhrwerken beträchtlich kleiner als der sei, den Pambour für solche Zapfen, die mit der bekannten Mischung aus Palmöl, Talg u. s. w. behandelt sind, gefunden hat und sich im Mittel auf $^1/_{698}$ stelle.

Nachtrag.

Nachdem mehrere Jahre seit Anstellung jener Versuche vergangen waren, veranlaßten den Verfasser die wiederholt auf der Sächsisch-Böhmischen und Sächsisch-Schlesischen Staatsbahn laut werdenden Klagen der Locomotivenführer und Bahnhofsbeamten über den außerordentlich schweren Gang derjenigen, theils der Verwaltung der K. K. Nördlichen Staatsbahn, theils der K. Preuß. Niederschlesisch-Märkischen Staatsbahn zugehörigen Wagen, deren Arenzapfen mit der früher allgemein üblichen gelben Mischung von Palmöl, Talg und Wasser geschmiert seien, zu dem Antrage bei dem Königlichen Finanzministerium, daß einige vergleichende Reibungsversuche mit solchen und gleichconstruirten, aber mit Oel geschmierten Wagen angestellt werden möchten. Da man die Resultate dieser Versuche zu den Berichten bedurfte,

die dem Königlichen Finanzministerium zu erstatten waren, für den vorliegenden Zweck sich keine sehr große Genauigkeit nöthig machte, und die Jahreszeit die Auswahl der Tage nicht hinlänglich gestattete, so wurden die betreffenden Wagen nicht auf die zu solchen Versuchen vortreffliche, aber leider von Dresden $7\frac{1}{2}$ Meilen entfernte Strecke der Chemnitz-Riesaer Staatsbahn, sondern auf eine andere, näher bei Dresden gelegene Stelle der Sächsisch-Schlesischen Staatsbahn geführt, die weniger geeignet, doch die einzige zu Gebote Stehende war.

Die betreffende Bahnstrecke besteht aus einer Steigung von 1:200, die 300 Ellen weit in gerader Linie liegt, dann aber in Contre-Curven von 1600 Ellen Radius übergeht, in diesen noch 270 Ellen weit fortgeht, dann aber sich in eine Steigung verwandelt, die auf beträchtliche Distanz hin 1:150 beträgt.

Man ließ die Wagen, indem man etwa die Reibung der Ruhe durch einen sanften Druck überwand, die Steigung 1:200 herablaufen und maß sodann die Strecken, die sie auf die Steigung 1:150 emporgelaufen waren. Die Vergleichung ergab sodann die Reibungswiderstände incl. der Curvenwiderstände, so daß hier eigentlich nur von Resultaten die Rede sein kann, die durch den Vergleich unter einander Werth haben.

Wie die nebenstehende Tabelle III ausweist, zeigten sich die Beschwerden der Locomotivenführer und Bahnhofsbeamten als begründet, indem der Reibungscoefficient der mit Patentschmiere behandelten Wagen so hoch lag, daß sie auf dem Falle $\frac{1}{200}$ nicht in Bewegung blieben, nachdem die Reibung der Ruhe durch einen leichten Anstoß überwunden war. Der Reibungscoefficient der mit solcher Schmiere behandelten Axen erhob sich daher jedenfalls auf $\frac{1}{180}$ — $\frac{1}{150}$, wobei erwähnt werden muß, daß die letztern Wagen nicht etwa sehr sorgsam gehalten waren. Nur bei einem vierrädrigen, mit der Mischung geschmierten Wagen, ergaben sich sämmtliche Widerstände zu $\frac{1}{266}$, so daß sein Reibungscoefficient wohl zu $\frac{1}{280}$ anzunehmen sein dürfte. Aus der früher ganz allgemeinen Anwendung dieser gemischten Schmiere erklären sich auch die Resultate, die Pambour bei

Tabelle III.

Nr. des Versuchs	Bezeichnung der Wagen	Ladung	Schmierung	Durchlaufener Weg: zwischen den Meilensteinen	Durchlaufener Weg: abwärts auf $\frac{1}{200}$ Ellen	Durchlaufener Weg: aufwärts auf $\frac{1}{150}$ Ellen	Durchlaufener Weg: im Ganzen Ellen	Lage des Brechpunktes	Auf die Widerstände verwendete Fallhöhe Ellen	Widerstands-Coefficient	Verhältniß der Widerstands-Coefficienten	Bemerkungen
1	4rädriger Sächs.-Schles. Wagen Nr 1114	Leer	Oel	4,41 und 4,47—39	571	186	786	4,45 + 47	1,615	$\frac{1}{486}$	1	
2	8rädriger Sächs.-Schles. Wagen Nr. 1001	Leer	Oel	4,41 und 4,46 + 38	571	122	693	begl.	2,042	$\frac{1}{339}$	1,433	
3	8rädriger Oesterr. Wagen Nr. 491	Leer	feste Schmiere	—	—	—	—	—	—	über $\frac{1}{200}$		Kam auf dem Falle $\frac{1}{200}$ nicht in Bewegung
4	4rädriger Oesterr. Wagen Nr. 691	Leer	feste Schmiere	4,41 und 4,46—16	571	68	639	begl.	2,402	$\frac{1}{344}$	1,827	
5	8rädriger Oesterr. Wagen Nr. 1258	Leer	Oel	4,41 und 4,47 + 50	571	265	836	begl.	1,088	$\frac{1}{708}$	0,633	
6	4rädriger Oesterr. Wagen Nr. 557	Beladen	feste Schmiere							über $\frac{1}{200}$		Kam auf dem Falle $\frac{1}{200}$ nicht in Bewegung
7	8rädriger Oesterr. Wagen Nr. 378	Beladen	feste Schmiere						1,668			Konnte auf dem Falle $\frac{1}{200}$ durch 4 Mann noch nicht in Bewegung gesetzt werden.
8	4rädriger Sächs.-Schles. Wagen Nr. 1114	Leer		4,41 und 4,47—37	571	178	749	begl.		$\frac{1}{449}$	1,082	

seinen Versuchen über Reibung der Eisenbahnfuhrwerke erhielt und die den Betrag dieser Reibung über doppelt so hoch als die frühern Versuche des Verfassers ergaben, der seine Versuche mit Wagen anstellte, die mit Oel geschmiert waren. Pambour fand die Reibung seiner Fuhrwerke, mit ähnlichen Dimensionsverhältnissen zwischen Rädern und Arenzapfen wie die unsrigen, zu $^1/_{250}$—$^1/_{300}$, während die vorliegenden so wie die früheren Versuche des Verfassers sie zu $^1/_{480}$—$^1/_{700}$ ergaben, wenn bei den letztangestellten Versuchen die Effecte der Contrecurve in geeignete Betrachtung gezogen werden. Ueberraschend blieben aber, auch bei Anwendung von Oelschmiere, Versuchsresultate, die Reibungscoefficienten von $^1/_{700}$—$^1/_{727}$, ja sogar, wie der Versuch mit dem mit Oel geschmierten, österreichischen achträdrigen Packwagen, $^1/_{768}$ als Widerstandscoefficient incl. des Curvenwiderstandes, gaben. Vielleicht ist bei letzterem Versuche, der einen Reibungscoefficienten von $^1/_{800}$ ergeben würde, ein Beobachtungsfehler durch Wind oder zu starken Anstoß beim Ablaufen entstanden. Sobald die Gelegenheit sich dazu ergiebt, wird der Verfasser darnach trachten, die wichtigen Versuche über Reibung der Eisenbahnfuhrwerke unter Verhältnissen fortzusetzen, die zu der Hoffnung auf Erzielung guter und zuverlässiger Resultate berechtigen.

Der hydrometrische Becher.

Von

Prof. **Julius Weisbach.**

Zur Ausmittelung kleiner fließender Wassermengen, wie sie bei Brunnen und Röhren vorkommen, bedient man sich entweder der Methode des sogenannten Aichens, d. i. der directen cubischen Messung, oder der Methode des Ausfließens, wobei man aus der Druckhöhe und aus der Größe der Ausflußmündung auf das Wasserquantum schließt. Obgleich das Aichen an und für sich sehr einfach ist, so wird seine Anwendung doch dadurch erschwert, daß es 1) ein größeres und möglichst gesetzmäßig gestaltetes Gefäß und 2) den Besitz einer Sekundenuhr oder eines Pendels erfordert. Weit bequemer ist dagegen das Messen fließender Wasser mittelst eines Ausflußgefäßes. Dasselbe fällt 1) weit kleiner aus als ein Aichgefäß, ist also auch viel transportabler als dieses, weil sich das Wasser in demselben nur auf eine kurze Zeit verweilt; es erfordert 2) bei seinem Gebrauch nicht noch ein zweites Instrument, wie z. B. eine Uhr; und es führt 3) in einer sehr kurzen Zeit zum Ziele.

Bei Anwendung des erwähnten hydrometrischen Ausflußgefäßes kommt es nur darauf an, daß man das fließende Wasser durch dieses Gefäß hindurchfließen lasse, daß man ferner den Moment abwarte, bei welchem der Durchfluß in Beharrung gekommen ist, wobei eben so viel Wasser abfließt als zuströmt, und daß man endlich den constant gewordenen Wasserstand im Gefäße an einer Scala beobachte. Eine für diese Messungen besonders berechnete kleine Tabelle giebt zuletzt die dem beobachteten Wasserstande entsprechende Wassermenge unmittelbar an. Das Ausmessen des Wassers durch den sogenannten Wasserzoll ist nur eine unvollkommene Anwendung dieser zweiten Methode. Die Einrichtung eines zweckmäßigen hydrometrischen Ausflußgefäßes ist aus nachstehenden Abbildungen in Fig. 1 und Fig. 2,

Fig. 1.

Fig. 2.

wovon die eine eine monodimetrische Seitenansicht, und die andere einen monodimetrischen Durchschnitt zeigt, zu ersehen.

Das eigentliche Ausflußgefäß ABCD besteht aus einer 2 bis 3 Zoll weiten und ungefähr 10 Zoll langen Messingröhre B, mit einem conischen Einmündungsstücke A und aus einem 4 bis 6 Zoll weiten, und 4 bis 6 Zoll hohen cylindrischen Gefäße D, welches durch ein conisches Zwischenstück C mit der Röhre B in Verbindung gesetzt ist. Das Ganze hat eine becherähnliche Gestalt, weshalb ich auch dieses Instrument einen hydrometrischen Becher nennen möchte. In der ersten Figur sieht man noch bei R die Röhre, aus welcher das zu messende Wasser ausfließt und bei S den durch das trichterförmige Kopfstück A aufgefangenen Wasserstrahl. Um das Wasser vor seinem Ausflusse aus dem Fußstück D zu beruhigen, ist ein Sieb E mit feinen Löchern angebracht, durch welche das Wasser fließt, ehe es in D eintritt, und um den Stand oder die Druckhöhe des Wassers in D beobachten zu können, ist noch eine Glasröhre FF angebracht, welche in den Raum D einmündet, außen an der Röhre B aufsteigt und im Raume A ausmündet. Der Stand des Wassers in dieser Röhre über der Mitte der Ausflußmündung LL giebt die Druckhöhe des Wassers in DD an, und um dieselbe bequem ablesen zu können, ist eine Messingscala GG zwischen A und C eingeklemmt, welche gleichsam eine Rückenwand von der Glasröhre FF bildet. Man ergreift den Becher mittelst seiner zwei Henkel HH, welche an den Seiten der Röhre BB angelöthet sind, und hält denselben so vor sich hin, daß man die Glasröhre und ihre Scala vor Augen hat, während das Wasser bei S zu- und in entgegengesetzter Richtung bei LL abfließt. Die Messung ist als beendigt anzusehen, wenn das Wasser in der Glasröhre eine unveränderliche, an der Messingscala abzulesende Höhe erreicht hat.

Um sehr verschiedene Wassermengen mit demselben Instrumente messen zu können, muß man mehrere Mundstücke von verschiedenen Weiten haben. Wenn das zufließende Wasser durch das eingesetzte Mundstück nicht abgetragen wird, und folglich in der Glasröhre zu hoch steigt, so muß man ein anderes weiteres Mundstück einsetzen, und wenn dagegen das Mundstück so viel Wasser abträgt, daß der Wasserstand in der Glasröhre zu klein wird, um ihn ablesen zu können, so ist es nöthig, das Mundstück durch ein engeres zu ersetzen. Ein Satz von 6 bis 7 Mundstücken von verschiedenen Weiten möchte in den meisten Fällen vollkommen ausreichen. Die Art und Weise, wie diese Mundstücke einzusetzen sind, ist aus Fig. 3 zu ersehen. Es ist KK ein in das Gefäß eingesetzter und inwendig schraubenmutterförmig ausgeschnittener Messingring, und LML das ebenfalls ringförmig gestaltete Mundstück, in dessen Umfang Schraubengänge eingeschnitten sind, welche in die Windungen von KK passen. Die Mündung M ist in der ebenen Hinterwand des Ringes kreisförmig ausgedreht und nach außen zu abgeschrägt, damit sie den bekannten Ausfluß durch eine Mündung in der dünnen ebenen Wand giebt.

Fig. 3.

Die Scala GG hat eine Länge von 10 Zoll, beginnt aber erst mit einer Druckhöhe von 3 Zoll und endigt sich folglich bei der Höhe von 13 Zoll; es lassen sich also an derselben nur Druckhöhen von 3 bis 13 Zoll beobachten. Jeder Zoll der Scala ist in 10 gleiche Theile getheilt, es lassen sich aber mit Sicherheit recht gut noch Viertel der Eintheilung oder Vierzigstel Zolle abschätzen. Damit die Capillarität so wenig wie möglich Einfluß auf den Stand des Wassers in der Glasröhre ausübe, ist es nöthig, dieselbe mindestens $\frac{1}{4}$ Zoll weit anzuwenden.

Um den Beharrungszustand des Wassers in der Röhre schnell herbeizuführen, muß man die Ausflußmündung M anfangs verschließen, wozu man sich eines außen abgedrehten Stöpsels bedienen kann, der sich genau an den inneren Umfang des ringförmigen Mundstückes LL anschließt. Da sich bei gleicher Mündung die Ausflußmenge nahe wie die Quadratwurzel aus der Druckhöhe verhält, so muß die letztere um das Vierfache wachsen, wenn sich die erstere verdoppeln soll. Wenn man daher die Druckhöhe mit 3 Zoll anfängt, so wird dieselbe auf circa 12 Zoll steigen müssen, um ein doppelt so großes Ausflußquantum zu erhalten als bei 3 Zoll Druckhöhe. Aus diesem Grunde habe ich auch der Wasserstandsröhre und der Scala eine solche Länge gegeben, daß man Druckhöhen von 3 bis 13 Zoll beobachten kann. Da ferner bei gleicher Druckhöhe die Ausflußmenge nahe wie die Querschnittsgröße der Ausflußmündung wächst, und sich diese wie das Quadrat ihres Durchmessers verhält, so hat man der nächst größeren Mündung einen doppelt so großen Querschnitt oder einen $\sqrt{2}=1{,}4142$, d. i. circa $\frac{17}{12}$ mal so großen Durchmesser zu geben, als der ersteren Mündung, damit das Ausflußquantum ein doppeltes werde und die Wassermengen, welche bei den verschiedenen Druckhöhen von 3 bis 12 Zoll ausfließen, mit den Wassermengen der ersteren Mündung eine zusammenhängende Reihe bilden. Das Ausflußquantum dieser Mündung bei 12 Zoll Druckhöhe ist folglich vier mal so groß als dasjenige, von welchem wir mit der nächst kleineren Mündung bei 3 Zoll Druckhöhe ausgegangen sind; schrauben wir nun aber ein Mundstück ein, dessen Mündung wieder doppelt so groß als die letzte, also vier mal so groß als die erste ist, deren Durchmesser also auch zwei mal so groß ist, als der Durchmesser der ersten Mündung, so wird das Wasserquantum von Neuem verdoppelt, so daß dasselbe unter 3 Zoll Druck vier mal und unter 12 Zoll Druck acht mal so groß ausfällt, als die anfängliche Wassermenge. Ein viertes Mundstück von dem achtfachen Gehalte oder dem $\sqrt{8}=2{,}828$, d. i. circa

$\frac{17}{6}$ fachen Durchmesser verdoppelt die Wassermenge von Neuem; folglich lassen sich mittelst dieser vier Mundstücke allein Wassermengen von 1 bis 16facher Größe ausmessen.

Ein sehr brauchbares Instrument erhält man, wenn man dem Einsatzstücke mit der engsten Mündung einen Durchmesser von $\frac{1}{8}$ Zoll giebt, und nun in einer geometrischen Reihe mit den Durchmessern der übrigen 5 bis 6 Mundstücke aufsteigt, wie folgende Tabelle vor Augen führt.

Mundstücksnummer.	I	II	III	IV	V	VI	VII
Durchmesser der Mündung in Zollen	$\frac{1}{8}$ $=0{,}125$	$\frac{1}{8}\sqrt{2}$ $=01768$	$\frac{2}{8}$ $0{,}250$	$\frac{2}{8}\sqrt{2}$ $=0{,}3535$	$\frac{4}{8}$ $0{,}500$	$\frac{4}{8}\sqrt{2}$ $=0{,}7071$	$\frac{8}{8}$ $=1{,}000$

Die Tabelle, welche die Messungen des Wassers mit dem hydrometrischen Becher erfordert, ist auf folgende Weise zu entwerfen.

Ist F der Querschnitt der Mündung, h die Druckhöhe, g die Beschleunigung der Schwere und μ der sogenannte Ausflußcoefficient, so hat man die Ausflußmenge in der Sekunde:

$$Q=\mu F\sqrt{2gh},$$

oder stündlich, wenn man h in Zollen giebt:

$$V=60.60.Q=3600\,Q$$

$$=3600\,\mu\sqrt{\frac{g}{6}}F\sqrt{h}\ \text{Cubikfuß}.$$

Nun ist aber $g=31{,}25$ Fuß, daher folgt einfacher

$$V=8215,8\,\mu F\sqrt{h}\ \text{Cubikfuß}.$$

Für eine Mündung von 1 Zoll Durchmesser ist der Inhalt

$$F=\frac{\pi}{4}=0{,}7854\ \text{Quadratzoll}=0{,}0054542\ \text{Quadratfuß},$$

daher hat man für diese

$$V=8215{,}8.0{,}0054542\,\mu\sqrt{h}$$

$$=44{,}81\,\mu\sqrt{h}\ \text{Cubikfuß}.$$

Setzt man für h die Druckhöhen 3, 4 ... 13 Zoll ein, so erhält man folgende Reihe von Werthen für V, welche jedoch noch mit dem Ausflußcoefficienten μ zu multipliciren sind.

Druckhöhe h in Zollen	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Stündliche Ausflußmenge in Cubikfußen	77,61	89,62	100,20	109,76	118,56	126,74	134,43	141,70	148,62	155,23	161,57

Diese Tabelle gilt natürlich nur für Mündungen von 1 Zoll Durchmesser; um die Wassermengen für die kleineren Mündungen zu erhalten, ist es daher noch nöthig, die Werthe in dieser Tabelle durch 2, 4, 8, 16, 32, 64 zu dividiren.

Was den Ausflußcoefficienten μ anlangt, so ist dieser weder bei verschiedenen Druckhöhen, noch bei verschiedenen Mündungsdurchmessern genau derselbe, sondern er nimmt etwas zu, wenn die Druckhöhe und die Mündungsweite eine kleinere wird. Da jedoch die Druckhöhen nur von 3 bis 13 Zoll variiren, und folglich auch niemals ganz klein ausfallen, so kann man für eine und dieselbe Mündung einen mittleren Coefficienten einführen, und hiernach die effective Ausflußmenge berechnen.

1) Für die Mündung von 1 Zoll Durchmesser hat man erfahrungsmäßig im Mittel:

$$\mu=0{,}620;$$

2) für die Mündung von $\frac{1}{2}$ Zoll Durchmesser ist dagegen

$$\mu=0{,}635,\ \text{ferner}$$

3) für die Mündung von $\frac{1}{4}$ Zoll Durchmesser hat man

$$\mu=0{,}660\ \text{und endlich}$$

4) für die Mündung von $\frac{1}{8}$ Zoll Durchmesser

$$\mu=0{,}690\ \text{zu setzen.}$$

Tabelle

über die stündliche Wassermenge in Cubikfußen für folgende Mündungen.

Druckhöhe in Zollen	Mündung I von $\frac{1}{8}$ Zoll $=0{,}125$ Zoll Durchm.	Mündung II von $0{,}1768''$ Durchmesser	Mündung III von $\frac{1}{4}=0{,}250$ Zoll Durchmesser	Mündung IV von $0{,}3535''$ Durchmesser	Mündung V von $\frac{1}{2}=0{,}500$ Zoll Durchmesser	Mündung VI von $0{,}7071''$ Durchmesser	Mündung VII von 1 Zoll Durchmesser
3	0,84	1,64	3,20	6,28	12,32	24,35	48,12
	13	26	50	98	1,91	3,77	7,44
4	0,97	1,90	3,70	7,26	14,23	28,12	55,56
	11	21	43	85	1,68	3,32	6,56
5	1,08	2,11	4,13	8,11	15,91	31,44	62,12
	10	20	40	77	1,51	2,99	5,93
6	1,18	2,31	4,53	8,88	17,42	34,43	68,05
	10	19	36	71	1,40	2,79	5,52
7	1,28	2,50	4,89	9,59	18,82	37,21	73,57
	9	18	34	67	1,30	2,55	5,01
8	1,37	2,68	5,23	10,26	20,12	39,76	78,58
	8	16	32	62	1,22	2,42	4,77
9	1,45	2,84	5,55	10,88	21,34	42,18	83,35
	8	15	30	60	1,16	2,28	4,51
10	1,53	2,99	5,85	11,48	22,50	44,46	87,86
	7	14	28	55	1,09	2,16	4,28
11	1,60	3,13	6,13	12,03	23,59	46,62	92,14
	7	14	27	53	1,05	2,08	4,10
12	1,67	3,27	6,40	12,56	24,64	48,70	96,24
	7	13	26	51	1,01	1,99	3,93
13	1,74	3,40	6,66	13,07	25,65	50,69	100,17

Die Ausflußcoefficienten der zwischenliegenden Mündungen sind durch Interpolation zu finden. Weit sicherer geht man allerdings, wenn man sich vor dem Gebrauche des Instrumentes durch Versuche die Coefficienten für jede Mündung besonders bestimmt, und mit Hilfe dieser Coefficienten eine Tabelle zum Gebrauche berechnet.

Durch Anwendung der angegebenen Coefficienten ist vorstehende Tabelle berechnet worden, welche für die oben angegebenen sieben Mündungen und für jede von Zoll zu Zoll steigende Druckhöhe zwischen 3 und 13 Zoll preuß. Maß die stündliche Ausflußmenge in Cubikfußen angiebt. Es läßt sich dieselbe leicht durch Interpolation so weit ausdehnen, daß sie direct die Wassermenge für jede in Zoll und Zehntelzoll ausgedrückte Druckhöhe angiebt.

In der Tabelle enthält die erste Columne die Druckhöhen und geben die übrigen Columnen die entsprechenden stündlichen Wassermengen für sieben verschiedene Mündungen. Durch die Zahlen zwischen den Zeilen werden die Differenzen der benachbarten Zahlenwerthe ausgedrückt, wodurch dann leicht Zwischenwerthe interpolirt werden können. Wie diese Tabelle zu gebrauchen ist, mögen folgende Beispiele zeigen.

1) Die Wassermenge welche unter einer Druckhöhe von 8 Zoll aus der Mündung Nr. III von $^1/_4$ Zoll Durchmesser stündlich fließt, ist 5,23 Cubikfuß.

2) Aus der Mündung Nr. V von $^1/_2$ Zoll Durchmesser strömt unter $6^1/_2$ Zoll Druck ein Wasserquantum von

$$17{,}42 + \frac{1}{2} \cdot 1{,}40 = 18{,}12$$ Cubikfuß stündlich.

3) Fließt das Wasser einer Quelle unter der Druckhöhe von 4,7 Zoll aus der Mündung Nr. VI von 0,7071 Zoll Durchmesser, so ist die Ergiebigkeit derselben

$$28{,}12 + 0{,}7 \cdot 3{,}32 = 30{,}54$$ Cubikfuß in der Stunde.

Steuerungsvorrichtung einer zweicylindrigen Expansionsdampfmaschine.

Von

C. H. Schmidt,

Lehrer an der Gewerbschule in Zittau.

(Hierzu Taf. 24 und 25, sowie Fig. 1 u. 2 Taf. 26.)

Die zweicylindrigen Expansionsdampfmaschinen, die bereits im Anfange dieses Jahrhunderts von Woolf und später von Edwards gebaut wurden, sind in neuerer Zeit wieder sehr in Aufnahme gekommen, und werden von deutschen, englischen und französischen Maschinenfabriken in größerer Anzahl und in mannichfach abweichender Construction geliefert. Es ist nicht zu verkennen, daß sie außer den Vortheilen, welche die Expansionsmaschinen im Allgemeinen bieten, auch noch den besitzen, daß sie wegen des mehr gleichgleichmäßigen Dampfdruckes selbst bei starker Expansion mit einer Regelmäßigkeit arbeiten, der man sich bei eincylindrigen Maschinen nur durch ein kolossales Schwungrad nähern könnte, und sie eignen sich deshalb vorzüglich zum Betriebe solcher Etablissements, die eine möglichst gleichförmige Bewegung erfordern, wie z. B. Spinnereien, Webereien und dergl. Dies dürfte wohl auch der einzige beachtenswerthe und bestimmt nachgewiesene Vorzug derselben sein, denn wenn auch die öfter, namentlich von den betreffenden Maschinenfabriken angeführte Brennmaterialersparniß wirklich als Folge des Systems der Maschine auftreten, und nicht etwa in einer besonders vortheilhaften und zweckmäßigen Kesselanlage, deren Neubau gewöhnlich auch bei einer neu aufzustellenden Maschine stattfindet, ihren Grund haben sollte, so zeigen doch die zweicylindrigen Maschinen in andern Beziehungen, namentlich rücksichtlich der Kostspieligkeit der Anschaffung und mehrerer, in Folge der Complicirtheit des Baues auftretender Uebelstände, auf der andern Seite wieder so viele Nachtheile, daß sich für dieselben in Summa jedenfalls nicht besonders überwiegende Vortheile herausstellen werden. Indessen es ist jetzt Mode geworden, zweicylindrige Maschinen zu bauen und anzuwenden, und viele Maschinenbauer bemühen sich auch sorgfältig, diese Mode zu unterstützen, da sie offenbar an einer großen Maschine mehr Gewinn haben, als an einer kleineren und einfacheren.

Die bisher nach dem Woolf'schen System gebauten Maschinen bieten eine sehr große Mannichfaltigkeit rücksichtlich des Arrangements der einzelnen Theile. In den meisten Fällen tritt die Maschine mit Balancier auf, wobei die Cylinder entweder vereinigt unter einem Ende des Balancier's, oder getrennt unter beiden Enden desselben stehen. Bei anderen Maschinen ist der Balancier vermieden, indem man die Kolbenstangen der entweder zusammen oder getrennt stehenden Cylinder durch Bläuelstangen mit den Krummzapfen der ober- oder unterhalb liegenden Schwungradwelle verbindet; bei noch anderen sind beide Cylinder so vereinigt, daß ihre Axen in eine gerade, verticale oder horizontale

Linie fallen u. s. w. Diese Verschiedenheit der Disposition bedingt auch eine verschiedene Anordnung der Steuerungsvorrichtung. Die alten Woolf'schen Maschinen wurden auf sehr mangelhafte Weise durch Kolben gesteuert, spätere Constructeure wandten Ventile und Schieber an, und letztere wieder in großer Mannichfaltigkeit, doch in vielen Fällen so, daß ein mehr oder weniger complicirter Mechanismus zu ihrer Bewegung erforderlich wurde. So finden sich z. B. bei der Maschine von Farcot (im Ingenieur, Bd. II, S. 321) nicht weniger als 4 Ventile und 1 Schieber, die meisten andern Maschinen, wie z. B. diejenigen von den Franzosen Moulfarine, Rillus, Legavrian & Farinaur construirten, oder die von den englischen Fabrikanten Mather & Comp., John & Edward Hall und mehreren anderen gelieferten, haben zwei, wenn sie mit variabler Expansion arbeiten, so auch 3 Schieber, und nur die von Alexander und Tamizier construirten sind so vereinfacht, daß zur Steuerung nur ein einziger Schieber erforderlich ist. Einige der erwähnten Maschinen findet man gezeichnet und beschrieben in Armengaud Publ. industr. tome VII.

In der Orleansfabrik von Schmidt & Esche in Zittau ist seit einiger Zeit eine von Hick & Sohn in Boulton bei Mancheſter gebaute zweicylindrige Maschine in Thätigkeit, die ein besonderes Interesse durch die eigenthümliche, aber einfache und zweckmäßige Anordnung der Steuerung bietet, indem hier durch ein Excentrik und ein vereinigtes Schieberpaar der Ein- und Austritt des Dampfes in entsprechender Weise herbeigeführt wird. Die Maschine ist in allen Theilen auf das Beste ausgeführt und gehört unstreitig zu den schönsten Maschinen, die Sachsen aufzuweisen hat; aber unvollkommen ist sie doch insofern, als sie stets mit constanter Expansion arbeitet und der Gang derselben nur auf die gewöhnliche Weise durch das Centrifugalpendel und die Drosselklappe regulirt wird. Wir wollen diese Steuerungsvorrichtung im Folgenden durch Zeichnung und Beschreibung zu erläutern suchen, vorher aber einige Angaben über die Maschine im Allgemeinen liefern, soweit dies zum Verständniß des Nachfolgenden für nöthig erscheint. Angaben über die Leistungsfähigkeit der Maschine, über Kohlenverbrauch u. dergl. können hierbei aber nicht gemacht werden, sowohl deshalb, weil die Maschine dermalen nur auf einen geringen Theil ihrer Leistungsfähigkeit in Anspruch genommen wird, als auch deshalb, weil der Kessel eine große Quantität Dämpfe für die Appretur zu liefern hat. Genauere Prüfungen sind bis jetzt noch nicht angestellt worden.

Die Maschine ist im Allgemeinen so angeordnet wie die älteren Woolf'schen Maschinen, sie arbeitet mit Balancier und die beiden Cylinder stehen vereinigt unter dem einen Ende des Balancier's; der Hochdruckcylinder mit dem kleinern Hub näher dem Mittel. Seitwärts der Cylinder steht der Steuerungskasten, in dem die Dampfvertheilung durch ein an einer Stange vereinigtes Schieberpaar bewirkt wird. Zwei solcher Maschinen, jede von 30 Pferdekräften, stehen neben einander und tragen ihre Bewegung durch zwei um 90° verstellte Krummzapfen auf eine mit dem gezahnten Schwungrade und zwei Excentriks versehene Welle über.

Die Dimensionen im engl. Maß sind folgende:

Die Länge des Balancier's beträgt 18′; der Hochdruckcylinder hat 12¾″ Durchmesser und 4′ 8″ Hub; bei dem Expansionscylinder betragen diese Dimensionen beziehungsweise 2′ 3″ und 6′ 2″. Dabei sind die Bläuel- und Kolbenstangen so abgemessen, daß die Cylinderdeckel in gleicher Höhe liegen, der Boden des Hochdruckcylinders sich folglich um 18″ höher, als der des Expansionscylinders befindet, welche Einrichtung jedoch außen so maskirt ist, daß beide Cylinder in der Höhe von 7′ erscheinen. Die Kolben haben 4″, die schädlichen Räume in Summa 6″ Höhe. Die Luft- und die Kaltwasserpumpe haben 3′ Hub, der Durchmesser der ersteren beträgt 17″, der der letztern 8″. Die Maschine soll bei voller Leistung mit 4 Atmosphären Druck im Kessel arbeiten und in der Minute 26 Umdrehungen machen.

Die Taf. 24 soll das Arrangement der Haupttheile darstellen, wie es die äußere Ansicht bietet. Die Figuren 1 bis 3 geben drei Ansichten der Cylinder und des damit verbundenen Steuerungskastens, nebst dem Mechanismus, der zur Bewegung und Führung der Schieber dient. Fig. 4 stellt die Cylinder mit Steuerungskasten im Grundriß dar. Fig. 5 giebt in etwas größerem Maßstabe einen Verticalschnitt durch die Mitte des Steuerungskasten und der mit ihm verbundenen Theile, rechtwinklich zur Schwingungsebene des Balancier's. Fig. 6 zeigt die beiden mit der Schieberstange verbundenen Rahmen (der obere mit eingehängtem Schieber), nebst Horizontalschnitt eines Schiebers mit Rahmen.

Die Taf. 25 stellt die innere Einrichtung des Steuerungskastens, sowie den Lauf der Kanäle dar und giebt zu diesem Zwecke in den Figuren 1 bis 5 verschiedene Ansichten und Verticalschnitte, in den Figuren 6 bis 11 mehrere Horizontalschnitte des Steuerungskastens, mit den von denselben ausgehenden Kanälen, letztere theils abgebrochen, theils bis zu den Cylindern fortgeführt.

Die Figuren 1 bis 5 dieser Tafel sind Verticalschnitte beziehungsweise nach den durch aa, bb, cc u. s. f. in den Fig. 7 bis 11 gelegten Ebenen; die Fig. 7 bis 11 geben, der Reihenfolge nach, Horizontalschnitte nach den durch U, V, W, X, Y gelegten Ebenen. Die mit α, β, γ u. s. f. bezeichneten kleinen Zeichnungen unter Fig. 6 geben Horizontalschnitte durch einen Theil des Steuerungskastens nach den in Fig. 5 übereinstimmend bezeichneten Linien.

In allen Figuren sind gleiche Theile auch mit gleichen Buchstaben bezeichnet.

A das Rohr, welches den Dampf aus dem Keſſel nach dem Steuerungskaſten führt;

H der Hochdruckcylinder;

E der Expanſionscylinder;

B und B′ der Steuerungskaſten;

D und F zwei längere gekrümmte Kanäle von rechteckigem Querſchnitt, welche die Communikation zwiſchen Hochdruckcylinder und Steuerungskaſten herſtellen;

G und I zwei kürzere, ebenfalls rechteckige Kanäle, welche vom Steuerungskaſten nach dem Expanſionscylinder gehen;

K und L, zwei kurze Kanäle, die vom Steuerungskaſten nach dem, mit dem Condenſator in Verbindung ſtehenden Rohre C führen.

Die Bewegung des Dampfes geht demnach allgemein in folgender Weiſe vor ſich. Der Dampf gelangt durch das Rohr A nach dem Steuerungskaſten, ſtrömt von hier durch die Kanäle D und F in den Hochdruckcylinder, durch dieſelben Kanäle wieder zurück nach dem Steuerungskaſten, hierauf durch die Kanäle G und I in den Expanſionscylinder und auf demſelben Wege zurück nach dem Steuerungskaſten, von wo aus er endlich durch die Kanäle K und L in das Rohr C und den Condenſator entweicht. Angenommen, die Kolben ſollen abwärts gehen, ſo muß ſowohl der aus dem Keſſel zuſtrömende, als auch der aus dem Hochdruckcylinder unten abſtrömende, jetzt durch Expanſion wirkende Dampf in den betreffenden Cylindern oben eintreten; es muß alſo die Steuerung ſo vorgerichtet werden, daß der aus dem Hochdruckcylinder austretende Dampf ſtets nach dem entgegengeſetzten Ende des Expanſionscylinders geleitet wird. Außerdem iſt hier noch die Einrichtung ſo getroffen, daß der zuſtrömende friſche Dampf in gleicher Weiſe ſich bewegt, nämlich der von oben auf den Kolben des Hochdruckcylinders wirkende Dampf tritt durch eine der unteren Oeffnungen ein, und umgekehrt. Betrachten wir nun die Anordnung, durch welche dieſe Bewegung des Dampfes herbeigeführt wird.

Der Steuerungskaſten iſt durch eine Scheidewand in zwei Räume von rechteckigem Querſchnitt getheilt, die in allen Figuren mit B und B′ bezeichnet ſind, und zwar iſt B ſtets die vordere, von den Cylindern abgewandte, B′ die hintere, den Cylindern zugekehrte Abtheilung. Die vordere Abtheilung B empfängt den Dampf durch das Rohr A aus dem Keſſel; in ihr befinden ſich die beiden Schieber, die an der, unten durch eine Stopfbüchſe eintretenden und oben durch eine zweite Stopfbüchſe geführten Schieberſtange mittelſt umfaſſender Rahmen befeſtigt ſind. Die Scheidewand hat oben und unten je drei Oeffnungen; von dieſen communiciren m und r mittelſt der in der hinteren Abtheilung B′ liegenden Kanäle mit dem Hochdruckcylinder, die Oeffnungen n und q führen durch die kurzen Kanäle I und G direct nach dem Expanſionscylinder, und die Oeffnungen o und p ſtehen durch die Kanäle L und K mit dem Rohr C und dem Condenſator in Verbindung.

Die nach dem Expanſionscylinder führenden Kanäle n und q haben dieſelbe Breite wie die hintere Abtheilung B′ des Schieberkaſtens, ſie theilen dadurch denſelben in drei Abtheilungen, nämlich in zwei äußere, welche mit dem Condenſator communiciren, und eine mittlere, in welcher zwei verticale Kanäle ſo angeordnet ſind, daß die beiſpielsweiſe unten durch die Oeffnung m eintretenden friſchen Dämpfe ſowohl, als auch die durch den Kanal F aus dem Cylinder H tretenden expandirenden Dämpfe beziehungsweiſe über den kleinen und großen Kolben geführt werden. Um dies herbeizuführen, befindet ſich in der mittleren Abtheilung eine ſchraubenförmig gewundene Fläche s, welche auf Taf. 25 Fig. 2 im Querſchnitt, Fig. 5 in der Anſicht nach Hinwegnahme der hinteren Wand der Abtheilung B′ des Steuerkaſtens, und in den kleinen Zeichnungen unter Fig. 6 in verſchiedenen Horizontalſchnitten gezeichnet iſt. Sie beginnt an der unteren Wandung des nach dem Cylinder H führenden Kanals F und hat hier eine diagonale Lage zu Abtheilung B′ (Fig. 6 ξ), wendet ſich dann ſo, daß ſie im Querſchnitt δ (Fig. 5 u. 6) rechtwinklich gegen die Scheidewand und im Querſchnitt β wieder diagonal, aber in entgegengeſetzter Richtung ſteht. Es entſtehen ſo zwei gewundene Kanäle, die durch horizontale Wände ſo abgeſchloſſen ſind, daß die obere Oeffnung r mit dem unteren Kanale F, die untere Oeffnung m mit dem oberen Kanale D communicirt. In den Querſchnitten unter Fig. 6 ſind dieſe beiden Kanäle durch horizontale und verticale Schraffirung unterſchieden, und man wird ganz leicht verfolgen können, wie der durch die Oeffnung r in den Querſchnitt α oben eintretende Dampf durch den horizontal ſchraffirten Kanal nach unten ſtrömt und im Querſchnitt ξ durch F nach dem Cylinder H gelangt, und der im Querſchnitt η durch die untere Oeffnung m einſtrömende Dampf durch die vertical ſchraffirten Räume nach dem ſeitwärts ausmündenden Kanal D und ebenfalls in den Cylinder H tritt.

Die hierbei angewandten Schieber ſind von eigenthümlicher Form, indem jeder derſelben eine ſchmale und eine breite Deckungsfläche hat. Fig. 5, Taf. 24, giebt die Schieber in der mittleren Stellung, Fig. 2, Taf. 25, dieſelben in der Stellung, die, wenn man ſie herabgehend annimmt, dem höchſten Kolbenſtande entſprechen würde. In beiden Figuren iſt der obere Schieber in der Seitenanſicht, der untere im Querſchnitt dargeſtellt. Die mittleren, nach dem Expanſionscylinder führenden Oeffnungen n und q bleiben ſtets offen und werden bei Bewegung des Schiebers beziehungsweiſe mit den Oeffnungen m und r oder o und p in Verbindung geſetzt. Werden die Schieber Taf. 25, Fig. 2 als niedergehend angenommen, ſo öffnet der untere den Kanal m und läßt friſchen Dampf durch den in Fig. 6

vertical schraffirten Kanal nach D und über den Kolben des Cylinders H treten. Der Dampf unter diesem Kolben gelangt durch den Kanal F und den horizontal schraffirten Raum durch die jetzt unter der Schieberaushöhlung befindlichen oberen Oeffnungen r und q nach dem Kanal G und über den Kolben des Expansionscylinders, und der unter dem letzteren befindliche Dampf strömt durch den Kanal I und die Oeffnungen n und o nach dem Condensator.

Durch Zeichnung der Schieber in verschiedenen Stellungen wird man leicht das Spiel der Steuerung deutlich machen und sich zugleich überzeugen können, daß dasselbe in Zweck entsprechender Weise vor sich geht.

Um hierbei die näheren Umstände zu ermitteln, sollen zunächst die in Betracht kommenden Dimensionen angegeben und dann die Untersuchungen nach der Methode der Schiebercurven geführt werden.

Jede der 6 Dampföffnungen hat 10″ Breite; die Höhe beträgt bei den Oeffnungen m und r 2″, bei n und q $3\frac{3}{4}$″, bei o und p $3\frac{1}{4}$″; die Stege zwischen n und o, p und q haben $1\frac{3}{4}$″, die zwischen m und n, r und q hingegen $3\frac{1}{2}$″ Höhe. (Fig. 5, Taf. 24) Die Breite des Schiebers beträgt $12\frac{3}{4}$″, so daß er auch auf jeder Seite um $1\frac{3}{8}$″ breiter als die zu bedeckende Oeffnung ist. Diejenigen Kanten, welche die Oeffnungen m und r gegen den zuströmenden Dampf verschließen, sind nicht geradlinig, sondern aus zwei unter einem sehr stumpfen Winkel zusammenstoßenden Linien gebildet, so daß der Scheitelpunkt dieses Winkels um $\frac{1}{2}$″ gegen die äußern Seiten zurückliegt. Die über den Oeffnungen m und r liegenden Flächen haben daher in der Mitte $3\frac{3}{4}$″, an den Seiten $4\frac{1}{4}$″ Höhe; die größeren Deckungsflächen haben $7\frac{1}{2}$″, die Aushöhlungen $8\frac{1}{2}$″, der ganze Schieber hat mithin in der Mitte $19\frac{3}{4}$″, an den Seiten $20\frac{1}{4}$″ Höhe. Der kleinere Schieberlappen hat eine äußere Deckung von $1\frac{1}{4}$″, eine innere von $\frac{1}{2}$″ und arbeitet mit $\frac{1}{4}$″ Voreilen. Der größere Schieberlappen hat gar keine Deckung, es bleibt beim mittlern Stande des Schiebers sogar noch eine Oeffnung von $\frac{1}{2}$″ für den Dampfaustritt nach den Condensator frei. Der Schieberhub beträgt $7\frac{1}{4}$″.

Um die auf Taf. 26, Fig. 1 und 2 dargestellten Schiebercurven zu zeichnen, haben wir zunächst zu berücksichtigen, daß die Kante g den Eintritt des Dampfes in den Hochdruckcylinder, die Kante h den Austritt aus diesem Cylinder und zugleich auch den Eintritt in den Expansionscylinder regulirt; die Bewegung der Kante k bestimmt den Eintritt in den Condensator, oder auch, worauf es hier zunächst ankommt, den Austritt aus dem Expansionscylinder.

Da die Hubhöhen der Cylinder verschieden sind, so wird es am übersichtlichsten und instructivsten sein, wenn die betreffenden Schiebercurven in zwei Figuren dargestellt werden.

Wir zeichnen demnach auf Taf. 26, Fig. 1 zwei concentrische Kreise, einen kleineren, dessen Durchmesser gleich dem Schieberhub ($7\frac{1}{4}$″), und einen größeren, dessen Durchmesser gleich dem Kolbenhub des Hochdruckcylinders (56″) ist, zeichnen hierauf außerhalb des größeren Kreises die unteren Dampfeintrittsöffnungen genau nach den angegebenen Maßen und stellen den Schieber linker Hand so, daß ein äußeres Voreilen von $\frac{1}{4}$″ entsteht, wobei er also um $1\frac{3}{4}$″ aus seiner mittleren Stellung gerückt werden muß. Im Excentrikkreis ziehen wir nun die Sehne yy $1\frac{3}{4}$″ vom Mittelpunkt entfernt, machen die Theilung so, wie sie in der Fig. 1 angegeben, und zeichnen nach der Seite 35 u. f. gegebenen Anleitung die den Kanten g und h entsprechenden Schiebercurven, und mit Hilfe derselben das Diagramm DD′, worin die Abscissen die Kolbenpositionen, die oben und unten abgetragenen Ordinaten, die zugehörenden Oeffnungen der Dampf zu- und abführenden Kanäle angeben.

Man findet hierdurch, daß das Einströmen des Dampfes bei 49″, das Ausströmen bei 52″ Kolbenweg unterbrochen wird, und daß beim äußersten Kolbenstand schon eine Austrittsöffnung von $\frac{3}{4}$″ hergestellt ist.

Um die Bewegung des Dampfes rücksichtlich des Expansionscylinders kennen zu lernen, dient uns Fig. 2 Taf. 26. Der kleine Kreis wird mit demselben Halbmesser wie in Fig. 1 beschrieben und nach der Zeichnung eingetheilt; der Durchmesser des größeren wird der Hubhöhe des Expansionscylinders (74″) gleich genommen. Die Schieber werden in ihrer Stellung verwechselt und nun die den Kanten h und k entsprechenden Curven gezeichnet.

Was wir in Fig. 1 rücksichlich des Dampfaustrittes ermittelt haben, hat offenbar auch hier, wo es sich um den Dampfeintritt in den Expansionscylinder handelt, seine Giltigkeit; wegen des größern Kolbenhubes erscheint zwar die Curve mehr gestreckt und der vom Kolben bis zum Eintritt der Absperrung zurückgelegte Weg ist ein anderer, das Verhältniß dieses Weges zur ganzen Hubhöhe aber nothwendig genau so wie früher. Wir finden, daß der Dampfzutritt nach 69″, der Dampfaustritt nach 72″ Kolbenweg unterbrochen und beim höchsten oder tiefsten Kolbenstande eine Austrittsöffnung von $1\frac{1}{4}$″ Höhe herbeigeführt wird.

Die hierbei in Betracht zu ziehenden Parthien der Schiebercurven sind durch stärkere Linien, und die Richtung, nach denen sie zu erfolgen hat, ist durch Pfeile angedeutet.

Es bleibt noch übrig, einige Worte über den Mechanismus zu sagen, durch den die Bewegung und Führung der Schieberstange bewirkt wird, wobei wir uns auf die Fig. 2, 3, 5 und 6, Taf. 24 beziehen werden.

Die Zugstange a, in welche die beiden die Schieber

umfassenden Rahmen b eingeschaltet sind, endigt oben in einem cylindrischen Kolben c, der in einer auf dem Deckel des Steuerungskastens aufgesetzten Stopfbüchse d sich führt. Am Boden des Steuerungskastens tritt die Schieberstange ebenfalls durch eine Stopfbüchse e aus, und erhält endlich noch eine dritte Führung an ihrem untersten Ende, in einer auf dem Fundament befestigten Büchse f ohne besondere Abdichtung. Der Deckel der Stopfbüchse e setzt sich in ein cylindrisches Rohr h fort, das die Schieberstange umschließt, seinerseits aber wieder von einer Stopfbüchse k umgeben ist. An letztere setzt sich unten ein hohler Cylinder l an, der an seinem unteren zusammengezogenen Ende durch einen Keil i fest mit der Schieberstange verbunden ist. Oben sind an diesem Theil die beiden Zapfen g angebracht, welche durch eine Hebelverbindung u, v, w, die durch die Excentrikzugstange t übertragene Bewegung empfangen, und in Folge der festen Verbindung, welche zwischen diesen Zapfen und der Schieberstange besteht, bis zu den Schiebern fortpflanzen.

Notiz über

John Jones' Versuche über den Kraftbedarf zum Lochen von Kesselblechen.

Von

C. R. Bornemann.

Im 1. Hefte des „Polytechnischen Centralblattes" auf das laufende Jahr, fand sich eine interessante Tabelle über den Kraftbedarf beim Lochen von Kesselblechen nach den Versuchen des Engländers John Jones. Da dieselbe wohl einige Berücksichtigung verdient, lassen wir sie hier vereinfacht und anders arrangirt folgen, um einige Betrachtungen daran knüpfen und interessante Resultate daraus ableiten zu können.

Die Maße und Gewichte nachstehender Tabelle sind englische. Unter Schnittfläche wird hier verstanden das Product aus dem Umfange des gestoßenen Loches (oder des Stempels) in die Blechstärke, und in der 4. Rubrik ist unter der Aufschrift „Belastung pro Quadratzoll" das Gewicht angegeben, welches pro Quadratzoll Schnittfläche nöthig war, um die Durchlochung zu bewirken. Nach den ursprünglichen Angaben betrug z. B. der erforderliche Druck, um ein $\frac{1}{8}$ Zoll starkes Blech mit einem $\frac{1}{4}$ Zoll starken Stempel zu durchlochen 3 Tons 7 Ctr. 2 Quarters und 26 Pfd. oder 6802 Pfd. Da nun der Umfang des Stempels 0,7854 Zoll, also die Schnittfläche $\frac{1}{8} . 0{,}7854 = 0{,}0982$ Quadratzoll beträgt, so ist die Belastung pro Quadratzoll

$$= \frac{6802}{0{,}0982} = 69284 \text{ Pfd.}$$

Endlich sind in der 5. und 6. Columne Mittelzahlen aus den durch Klammern zusammengefaßten Beobachtungen gegeben, deren Abgrenzung allerdings willkürlich ist, welche aber geeigneter sind, um die Abnahme des Kraftaufwandes bei steigenden Querschnitten erkennen zu lassen, als die Haupttabelle.

Bei näherer Betrachtung dieser Tabelle zeigt sich, daß der Kraftaufwand einfach dem Producte aus der Lochweite und Blechstärke proportional ist oder der Schnittfläche, und nicht, wie vielleicht zu erwarten gewesen wäre, einer höheren Potenz der Blechstärke. Dieser Widerstand nähert sich also hierin der absoluten Festigkeit. Indessen zeigen die Zahlen der 4. Columne ziemliche Verschiedenheiten und lassen im Allgemeinen eine Abnahme bemerken, wie namentlich aus den Mittelwerthen in der 6. Columne hervorgeht. Die Verschiedenheiten sind sehr erklärlich durch die Verschiedenheiten in der Qualität der Bleche und die Unsicherheiten solcher Versuche, bei denen sogar noch die Zeit, wie lange die Belastung gewirkt hat, mit angemerkt werden möchte; die beobachtete Verminderung des Widerstandes möchte aber der allgemeinen Beobachtung zu subsumiren sein, daß die Festigkeit bei größerem Querschnitte stets etwas geringer ist, als bei geringerem, namentlich bei Schmiedeeisen.

Will man von dieser Abnahme abstrahiren, so erhält man als Mittelwerth aus sämmtlichen Versuchen 59948 Pfd. engl. pro Quadratzoll oder circa 42 Kilogramm pro Quadratmillimeter.

Nimmt man aber die Mittelzahlen der 5. und 6. Columne zum Anhalten, so läßt sich mittelst der Methode der kleinsten Quadrate eine Formel finden, welche diese Werthe besser repräsentirt. Man findet, wenn F den Querschnitt des Schnittes in Quadratzollen, K den Kraftaufwand pro Quadratzoll in Pfunden bedeutet:

$$K = 62725 - 2822{,}34\,F$$

oder für Metermaß, wenn F in Quadratmillimetern, K in Kilogrammen gegeben wird:

$$K = 44{,}102 - 0{,}003076\,F.$$

Stempeldurchmesser	Blechstärke	Querschnitt der Schnittfläche	Belastung pro □ Zoll	Mittelzahlen: Querschnitt	Mittelzahlen: Belastung
Zoll	Zoll	Quadratzoll	Pfund	Quadr. Zoll	Pfund
1/4	1/8	0,0982	69284		
1/4	3/16	0,1472	66848		
1/4	1/4	0,1964	69110		
1/8	1/8	0,1964	66987		
1/4	5/16	0,2454	55281		
1/4	3/8		60556		
3/8	1/4	0,2945	60526		
1/8	5/16		60220	0,3019	61200
1/4	7/16	0,3436	55023		
3/8	5/16	0,3682	55730		
1/4	1/2	0,3927	55780 *)		
1/2	1/4		62542		
3/8	3/8	0,4418	61702		
1/2	5/16	0,4909	57038		
5/8	1/4		61366		
3/8	7/16	0,5154	57082 *)		
1/2	3/8	0,5890	63186		
1/2	7/16	0,6872	65047		
7/8	1/4		58702		
5/8	3/8	0,7363	65218	0,7158	61638
1/2	1/2	0,7854	62570		
1	1/4		61446		
1/2	5/8	0,9817	61027 †)		
5/8	1/2		60461		
7/8	3/8	1,0308	60632		
1/2	11/16	1,0799	55167		
1/2	3/4	1,1781	59532 ††)		
1	3/8		62355	1,2272	59300
5/8	5/8	1,2272	60715		
7/8	1/2	1,3745	61935		
5/8	3/4	1,4726	54760 *)		
1	1/2	1,5708	58085		
7/8	5/8	1,7181	59065	1,7508	57430
1	5/8	1,9635	55141		
7/8	3/4	2,0617	60270		
1	3/4	2,3562	57758	2,2744	56352
7/8	7/8	2,4053	51028 m)		
7/8	1	2,7489	53778	2,9452	54400
1	1	3,1416	55023 n)		

Der Kraftaufwand, welcher zur Durchstoßung eines runden Loches vom Durchmesser d in ein Blech von der Stärke s (beides in engl. Zollen gegeben) verlangt wird, ist also ausgedrückt durch

$$K\pi ds = (62725 - 2822{,}34\,\pi ds)\,\pi ds \text{ Pfunde}$$
$$= (197056 - 27857\,ds)\,ds.$$

*) Der Stempel zerbrach.
†) Gesenke und Stempel zerbrechen.
††) Das Gesenke zerbrach.
m) Zum Versuche wurde ein sehr weiches, 7/8zolliges Stabeisen benutzt, das zum richtigen Lochen zu schmal war.
n) Die Maschine gestattete das Lochen stärkerer Bleche nicht.

Cresy citirt in seiner Encyklopädia of Civil-Engineering Vol. II, ältere Versuche mit Durchstößen, wonach zum Durchdrücken eines Stempels von

0,5″ Durchm. durch ein Blech von 0,08″ Stärke 6025 Pfd.
0,5″ " " " " " 0,17″ " 11950 "
0,5″ " " " " " 0,24″ " 17000 "

Belastung erforderlich gewesen sind. Derselbe Durchstoß von 1/2 Zoll Durchmesser verlangte zum Lochen von Kupferplatten von 0,08 und 0,17 Zoll Stärke Belastungen von resp. 3983 und 7883 Pfd. engl.

Aus diesen Versuchen folgt also ebenfalls eine Abnahme des Widerstandes bei wachsender Schnittfläche und zwar beträgt der Widerstand für die Eisenbleche pro Quadratzoll

bei 0,1256 0,2675 0,377 Quadratzoll Schnittfläche
47970 44673 45093 Pfund

also bedeutend weniger als nach den Versuchen von John Jones.

Für Kupferblech ergiebt sich

bei einer Schnittfläche von 0,1256 0,2675 Quadratzoll
der Kraftaufwand pro Quadratz. 31712 29469

Die Mittelwerthe sind also

für Eisenblech 44434 Pfund
für Kupferblech 30590 "

und hiernach würde der Kraftaufwand bei Kupferblech zu 0,688 von demjenigen zum Lochen von Eisenblech anzusehen sein; nimmt man aber den Mittelwerth aus den Jones'schen Versuchen zur Basis, so wäre er nur circa halb so groß.

Cresy leitet aus obigen Versuchen die Vorschrift ab, daß man den Kraftbedarf zum Lochen von Eisenblech und Kupferblech erhalte, wenn man das Product aus dem Durchmesser in die Blechstärke in Zollen mit den Zahlen 150000 und 96000 multiplicire. Eigentlich würde nach den Mittelwerthen folgen:

$K\pi ds = 44434\ \pi ds = 139592\ ds$ für Eisenblech
und $30590\ \pi ds = 96102\ ds$ für Kupferblech.

Die Versuche von Jones ergaben aber nach dem Mittelwerthe für Eisenblech

$K\pi ds = 188400\ ds$ Pfund.

Es ist nun noch interessant zu vergleichen, in wieweit diese Festigkeit mit anderen Festigkeiten übereinstimmen dürfte.

Nach Jones beträgt, um es zu wiederholen, im Mittel beim Durchstoßen die Festigkeit 42 Kilogr., nach Cresy 31 Kilogr. pro Quadratmillimeter; die Fairbairn'schen Versuche über die Festigkeit der Kesselbleche gegen das Zerreißen ergeben dagegen nach Morin „Leçons de mécanique pratique, 4 partie. Paris, 1853" nahe 37 Kilogr., sonach findet zwischen diesen beiden Festigkeiten kein zu großer Unterschied statt, doch erscheint es räthlich, die Angaben von Jones anzunehmen, wonach der Widerstand beim Durchstoße das 1,135fache der Zugfestigkeit beträgt.

Die meiste Aehnlichkeit dürfte übrigens zu dem Widerstande beim Durchstoß der Widerstand gegen das Abscheeren oder Zerschneiden von Nieten, Bolzen u. dergl. haben. Hierüber sind Versuche angestellt worden von Fairbairn, die aber mehr den Zweck gehabt zu haben scheinen, die Festigkeit der verschiedenen Methoden der Vernietung zu prüfen, als den Widerstand zu ermitteln, welchen die Nieten dem Abscheeren entgegenstellen. Die Angaben wenigstens, welche das Werkchen von Tate „Die Festigkeit eiserner Balken und Träger" enthält, genügen nicht, um letzteren zu berechnen.

Neuere Versuche über diesen Gegenstand theilt dagegen Morin in dem oben citirten Werke mit, welche von Gouin & Comp. in der Art angestellt wurden, daß eiserne cylindrisch abgedrehte Bolzen zwischen stählernen Gabeln gefaßt, und durch angehängte Gewichte zerrissen wurden. Hierbei ergab sich: daß

bei Durchmessern von	8	10	12	16 Millim.
die Bruchbelastung betrug	3270	3155	3148	3183 Kilogr.

pro Quadratcentimeter und daß derselbe sich, wenn die Bolzen heiß vernietet wurden, statt 3183 Kilogr. bis auf 3255 Kilogr. belief, also um $2^1/_4$ Proc. vermehrt war.

Zunächst bemerkt man auch bei diesen Versuchen die Abnahme der Festigkeit bei wachsendem Querschnitte; doch sind die Versuche nicht zahlreich genug, um das Gesetz dieser Abnahme daraus ableiten zu können. Vergleicht man dann den Mittelwerth, welcher aus diesen Versuchen resultirt, und zu 31,89 oder 32 Kilogr. pro Quadratmillimeter anzunehmen ist, mit dem Mittelwerthe der Versuche von Jones über das Lochen der Bleche, den wir zu 42 Kilogr. fanden, so zeigt sich, daß der Widerstand gegen das Abscheeren etwa nur 0,8 von letzterem Widerstande beträgt. Die angewendeten Eisensorten lassen übrigens eine Vergleichung zu, obgleich die Versuche in verschiedenen Ländern und also wahrscheinlich auch mit verschiedenen Eisensorten vorgenommen wurden. Denn die Gouin'schen Versuche wurden mit einem Eisen angestellt, welches unter 40 Kilogr. Belastung riß, und bekanntlich beträgt auch die mittlere Zugfestigkeit der englischen Bleche nach Fairbairn 22,5 Tons pro Quadratzoll oder 40 Kilogr. pro Quadratmillimeter.

Sonach hat man denn schließlich folgende Coefficienten über die drei verglichenen Widerstände:

Widerstand gegen das	Lochen	42 Kilogr.	pro □Millim.
" " "	Zerreißen	40 "	" "
" " "	Abscheeren	32 "	" "

wozu wir noch den

Widerstand gegen das	Zerdrücken	25 "	" "

hinzufügen wollen.

Lamarle's Versuche über die Biegung des Holzes.

Im Auszuge mitgetheilt

von

C. R. Bornemann.

(Hierzu Taf. 21.)

Prof. Lamarle in Gent hat im Jahre 1845 im 3. Theile der Annales des travaux publics de Belgique eine Abhandlung über die Biegung des Holzes veröffentlicht, die sehr gründliche theoretische Untersuchungen und auch die zur Ermittelung der einschlagenden Verhältnisse von ihm angestellten Versuche enthält. Der Raum gestattet es nicht, diese Abhandlung hier vollständig wiederzugeben, obgleich es zu bedauern ist, daß dieselbe dem deutschen Publikum gar nicht bekannt geworden zu sein scheint; wir werden aber hier das Hauptsächlichste daraus referiren und namentlich die Versuche, welche so nahe verwandt sind mit den vorstehend beschriebenen, näher verfolgen.

Lamarle unterscheidet zweierlei Arten von Biegungen eines an dem einen Ende festgehaltenen und am anderen Ende belasteten Balkens, nämlich die gewöhnliche parabolische und die kreisbogenförmige, wovon erstere durch eine am freien Ende angreifende einfache Kraft, letztere aber durch ein darauf wirkendes Kräftepaar erzeugt wird.

Bei der kreisförmigen Biegung bezeichne

$\frac{E}{10^4}$ den Widerstand der Fasern gegen die Ausdehnung pro Flächeneinheit und für eine Ausdehnung um $\frac{1}{10000}$;

$m^2 \frac{E}{10^4}$ ebenso den Widerstand gegen die Compression;

ϱ den Krümmungshalbmesser der neutralen Faserschicht in einem genommenen Querschnitte;

u die Abscisse einer bestimmten Faser dieses Querschnitts in der neutralen Faserschicht gemessen;

v die entsprechende Ordinate;

$f_1^{(u)}$ und $f_2^{(u)}$ die extremen Werthe von v oberhalb und unterhalb der neutralen Schicht;

ε das Elasticitätsmoment;

M das Moment des Kräftepaares, endlich

b die Breite des Prismas in dem bestimmten Querschnitte,

so hat man bekanntlich

$$\varepsilon = E\left[\int_0^b du \int_0^{f_1^{(u)}} v^2 dv + m^2 \int_0^b du \int_0^{f_2^{(u)}} v^2 dv\right]$$

$$\int_0^b du \int_0^{f_1^{(u)}} v dv - m^2 \int_0^b du \int_0^{f_2^{(u)}} v dv = 0$$

als die Bestimmungsgleichungen für das Elasticitätsmoment und die Lage der neutralen Are.

Zur Bestimmung der Curve aber ist gegeben

$$\frac{\varepsilon}{\varrho} = M$$

und da ε und M constante Größen sind, so ist ϱ auch constant, also die Curve, welche der gebogene Stab annimmt, ein Kreisbogen.

Bezieht man die Coordinaten dieser Curve (vergl. Fig. 16) auf eine durch die neutrale Are des eingemauerten Querschnitts gelegte Horizontale und Verticale, so hat man die Abhängigkeit

$$2\varrho y = x^2 + y^2,$$

also für das freie Ende, wo y in f, x in a übergeht

$$2\varrho f = a^2 + f^2$$

und sonach wird erhalten

$$\varepsilon = M\frac{a^2+f^2}{2f} \text{ oder annähernd } \varepsilon = M\frac{a^2}{2f},$$

wenn man f^2 gegen a^2 vernachlässigen kann. In diesem Falle wird auch $2\varrho y = x^2$, also fließt die Biegungscurve mit einer Parabel zusammen.

Bezeichnet noch h″ den Abstand der am meisten angespannten Faser von der neutralen Are und ist μ die in ihr vorgehende Längenveränderung*), so ist

$$\frac{h''}{\varrho} = \mu$$

und folglich $f = \mu\frac{a^2}{2h''}$, $M = \mu\frac{\varepsilon}{h''}$.

Für die parabolische Biegung, welche durch ein am Hebelarme a wirkendes Gewicht P hervorgebracht wird, (vergl. Fig. 17) bleiben obige Grundgleichungen dieselben, und in Bezug auf die elastische Linie weist Lamarle nach, daß man, auch für die Fälle, wo m^2 bedeutend von der Einheit abweicht, mit hinreichender Genauigkeit setzen kann

$$\frac{\varepsilon}{\varrho} = P(a-x)$$

*) Dieselbe darf nach Lamarle nicht die Größe 0,0006 überschreiten.

woraus sich dann weiter ergiebt:

$$f = \frac{Pa^3}{3\varepsilon} \qquad \frac{Pa}{\varepsilon} = \frac{\mu}{h''} \qquad f = \frac{\mu a^2}{3h''}$$

und letztere Gleichung zeigt, daß bei der kreisförmigen Biegung die Einbiegungen in dem Verhältniß von 3:2 größer angenommen werden können, als bei der paraboliſchen Biegung, ohne die extremſte Faſer ſtärker anzuſpannen.

Zur Ermittelung des Werthes von m ſind nun Biegungsverſuche innerhalb der Elaſticitätsgrenze anzuſtellen, und da die Einbiegungen unter ſonſt gleichen Verhältniſſen den Elaſticitätsmomenten ε umgekehrt proportional ſind, letztere aber bei Biegung deſſelben Stabes nach verſchiedenen Richtungen verſchiedene Functionen von m ſein können, ſo wird das Verhältniß der beobachteten Einbiegungen zur Ermittelung von m dienen können.

Betrachtet man zunächſt den rectangulären Querſchnitt mit der Breite b und Höhe h, ſo erhält man, je nachdem der Stab in der Richtung der erſteren oder letzteren Dimenſion gebogen wird:

$$\varepsilon_2 = \frac{m^2}{(m+1)^2}\frac{b^3h}{3}E \text{ und } \varepsilon_1 = \frac{m^2}{(m+1)^2}\frac{bh^3}{3}E.$$

Allein das Verhältniß $\frac{\varepsilon_2}{\varepsilon_1}$ iſt hier unabhängig von m, alſo laſſen rectanguläre Barren ſich zur Ermittelung dieſes Quotienten nicht anwenden.

Anders iſt es mit den triangulären Prismen, für welche die Elaſticitätsmomente

$$\varepsilon_1 = \frac{m^2}{4}bh^3\left(1-\frac{z}{h}\right)^2 E \text{ und } \varepsilon_2 = \frac{bh^3}{4}\left(1-\frac{z}{h}\right)E$$

gefunden werden, je nachdem die Baſis unten oder oben liegt, d. h. der Compreſſion oder Extenſion ausgeſetzt iſt; z bedeutet hier den Abſtand der Spitze von der neutralen Are und wird für die beiden Lagen reſp. durch die Gleichungen

$$(1-m^2)\left(\frac{z}{h}\right) + m^2\left(3\frac{z}{h}-2\right) = 0$$

und

$$(1-m^2)\left(\frac{z}{h}\right)^3 - m^2\left(3\frac{z}{h}-2\right) = 0$$

beſtimmt.

Für dieſe Querſchnittsform giebt das Verhältniß $\frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_2}$ direct den Werth m^2 und wenn z. B. $m^2 = 0{,}5$ wäre, ſo würden die beobachteten Einbiegungen ſich wie

1,136 : 1

verhalten, je nachdem die Kante des Stabes der Ausdehnung oder der Compreſſion ausgeſetzt wäre.

Lamarle giebt aber noch einen zweiten Weg für dieſe Ermittelung an, nämlich die Vergleichung der directen Ausdehnung und der transverſalen Biegung bei rectangulären Stäben.

Letztere ergiebt nach der Formel

$$E=\left(\frac{m+1}{m}\right)^2\frac{Pa^3}{bh^3f}$$

einen Elasticitätscoefficienten, welcher mit demjenigen identisch sein muß, den die beobachtete Ausdehnung λ eines direct mit dem Gewichte π belasteten Stabes von der Länge L nach der Formel

$$E=\frac{\pi L}{\lambda bh}$$

ergiebt. Durch Elimination von E erhält man also

$$\left(\frac{m}{m+1}\right)h=h'=\sqrt{\frac{Pa^3\lambda}{\pi Lf}}$$

zur Bestimmung der Lage der neutralen Are, wenn h' den Abstand derselben von der ausgedehnten Oberflächenschicht des Stabes bedeutet. Den Werth von m^2 giebt sodann die Gleichung

$$m^2=\left(\frac{h'}{h-h'}\right)^2.$$

Bei dieser Methode wird eine Verschiedenheit in der Größe der Elasticitätscoefficienten auffälliger, als bei der ersten. Denn, wenn durch den Ausdehnungsversuch der Werth von E ermittelt ist, so giebt der Versuch mit der transversalen Biegung

$$E=\left(\frac{m+1}{m}\right)^2k,$$

wenn hier der Kürze halber $\frac{Pa^3}{bh^3f}$ mit k bezeichnet wird, und dieser Werth ist, je nachdem $m^2=1$ oder $=0{,}5$ ist, gleich

$$E=4k \text{ oder } E=5{,}8284\,k.$$

Wenn man also zur Berechnung des Biegungsversuchs die Formel $E=4k$ anwendet, so wird derselbe Werth von E nur dann erhalten, wenn $m^2=1$ ist; dagegen würde er um 46 Procent zu niedrig sein, wenn $m^2=0{,}5$ wäre.

Nach beiden Methoden hat denn nun auch Lamarle einige Versuche angestellt und zwar zunächst mittelst seitlicher Biegung triangulärer Stäbe in entgegengesetzten Richtungen.

Die Stäbe wurden an dem einen Ende in einen Schraubstock gespannt (die Basis vertical gerichtet) und am andern Ende mittelst eines über eine Rolle gelegten Fadens und Gewichtes aus ihrer Lage gezogen. Ein Stab von Eichenholz, welcher 2,4 Meter lang war und einen gleichschenkelig dreieckigen Querschnitt mit 5 Centim. breiter Basis und von 6 bis 6,5 Millim. Höhe hatte, wurde so eingespannt, daß er auf 2 Meter Länge frei lag und nach beiden Richtungen mit 10 Grammes Gewicht gebogen, wobei zu beiden Seiten dieselbe Einbiegung $=0{,}1$ Meter betrug. Bei 5 Grammes Belastung war dieselbe 0,048 Meter statt 0,05 Meter, wie zu erwarten gewesen wäre, und diese Abweichung erklärt Lamarle durch die Reibung des Apparates

Hieraus ergiebt sich

$$E=819200000 \text{ Kilogr.}$$

Ein tannenes Stäbchen, dessen Basis 6 Centim. und dessen Höhe 7 Millim. maß, gab bei 1,8 Meter freier Länge unter 10 Grammes Belastung nach beiden Richtungen dieselbe Einbiegung $f=0{,}^m0288$, welche bei 20 Grammes Belastung bis auf 0,0576 Meter stieg.

Um sich ferner von dem Einflusse der nicht ganz fehlerfreien Einspannung frei zu machen, wurde die Einbiegung gemessen, welche der Sab unter seiner eigenen Last annahm. In beiden Endflächen wurden nämlich in den Schwerpunkten Nadeln eingestochen und der Stab mittelst derselben auf 2 Unterlagen frei aufgelegt, wie es Fig. 13 verdeutlicht. Bei obenliegender Basis beobachtete man dann die Einbiegung 0,0247 Met, in der umgekehrten Lage nur $f=0{,}022$ Met. Da jedoch das Stäbchen vor dem Versuche eine Krümmung von 0,0014 Met. gezeigt hatte, so sind die beobachteten Einbiegungen danach zu corrigiren und es resultirt so resp. 0,0233 und 0,0234 Meter.

Wenn nun

2a die ganze Länge des Stabes

$2(a+\delta)$ den Abstand der Auflagerungspunkte,

p das Gewicht pro Längeneinheit

bedeutet, so berechnet sich die Einbiegung im Mittel nach der Näherungsformel

$$f=\frac{pa^3}{2\varepsilon}\left(\delta+\frac{5}{12}a\right)$$

und nach Einführung der Werthe $p=0{,}1035$ Kilogramm, $a=0{,}9415$ Met., $\delta=0{,}03$ Met., $f=0{,}02335$ Met., $m^2=1$, wird gefunden

$$\varepsilon=\frac{1{,}715}{3.10^9}E \text{ und } E=1366\,324500 \text{ Kilogr.}$$

Auch die kreisförmige Biegung wurde zur Hilfe genommen, um für diesen Stab die Größe des Elasticitätsmodulus abzuleiten. Der Stab hing, wie es Fig. 14 andeutet, an 2 Drähten in A und A', welche durch ein eisernes Lineal LL' auseinander gehalten wurden. Die Belastung geschah durch zwei halbe Kilogrammgewichte, welche in B und B' aufgehängt waren und die Einbiegung des Stabmittels wurde mittelst der an dem Lineale LL' befestigten Scala no gemessen. Man fand in den entgegengesetzten Lagen des Stabes beide Male dieselbe Einbiegung $f=0{,}05$ Met.

Bezeichnet nun

π die angehängten Gewichte in B und B',

2a die Länge BB'

d den Abstand BA=B'A' der Gewichte vom Stabende,

p die Belastung durch das Eigengewicht pro Meter,

a' und d' die Anfangswerthe von a und d,

so wird die totale Einbiegung ausgedrückt durch

$$\frac{\pi d}{6\varepsilon}(2d^2+6ad+3a^2)+\frac{5}{24}\frac{p}{\varepsilon}(a+d)^4$$

und derjenige Theil derſelben, welcher der Eigenbelaſtung entſpricht, durch

$$\frac{5}{24}\frac{p}{\varepsilon}(a'+d')^4$$

auch hat man, wenn $\operatorname{tg}\varphi$ den Werth von $\frac{dy}{dx}$ für $x = a$ bedeutet

$$\varepsilon \operatorname{tg}\varphi = \frac{\pi}{2}(d^2+2ad)+\frac{p}{3}(a+d)^3$$

$$d' = d\sqrt{1+\operatorname{tg}\varphi^2}$$

$$a = a' - \frac{a'^3}{6}\left(\frac{M}{\varepsilon}\right)^2.$$

Setzt man nun obigen Werth von ε ein, ſo überzeugt man ſich, daß man annehmen kann

$a'=0{,}7 \quad d'=0{,}2 \quad a=0{,}699 \quad d=0{,}198$

und erhält ſodann

$$\varepsilon f = \frac{\pi d}{6}(2d^2+6ad+3a^2) - \frac{5p}{24}\left[(a'+d')^4-(a+d)^4\right] = 0{,}039$$

und da $f=0{,}05$ Meter beträgt

$$E = 1364\,200000 \text{ Kilogr.}$$

ein Werth, welcher den oben erhaltenen vollkommen beſtätigt und ebenfalls zu der Folgerung führt, daß die Widerſtände der Faſern gegen Ausdehnung und Compreſſion, wenn nicht ganz gleich, doch nur ganz wenig unter einander verſchieden ſein können.

Die zweite Reihe von Verſuchen wurde mit rectangulären Stäben unternommen, welche nach einander der directen Ausdehnung und der transverſalen Biegung unterworfen wurden. Zu dem Ausdehnungsverſuche wurde der Stab an jedem Ende mit einer Schraubenzwinge verſehen, wovon die obere zur Aufhängung in einem dreibeinigen Gerüſte, die untere zur Befeſtigung der Gewichte diente. Die Ausdehnung wurde an einem 2 Met. langen Theile des Stabes mittelſt einer ungefähr 49fach vergrößernden Zeigervorrichtung gemeſſen.

Der Stab von Eichenholz hatte 2,3375 Met. Länge bei 0,0503 Met. Breite und 0,009 Met. Stärke, und wog 701,5 Grammes oder 300,1 Gr. pro Meter Länge. Bei 20 Kilogr. Belaſtung betrug die Ausdehnung 0,0001095 Met. und ſonach giebt die Formel

$$E = \frac{\pi L}{\lambda b h}$$

wo $\pi=20$, $L=2$, $b=0{,}009$, $h=0{,}0503$, $\lambda=0{,}0001095$ einzuſetzen iſt, den Elaſticitätsmodulus

$$E = 806\,575000 \text{ Kilogr.}$$

Wurde dann derſelbe Stab mit dem einen Ende im Schraubſtocke befeſtigt und bei 2 Met. Länge mit 500 Gr. belaſtet, ſo betrug die augenblickliche Einbiegung 0,018 Met., ſie wuchs aber ſehr ſchnell bis 0,0186 Met., was darin ſeinen Grund haben mochte, daß im Schraubſtocke die Faſern an der Ober- und Unterfläche des Stabes frei blieben, alſo an der Ausdehnung Theil zu nehmen vermochten. Der Werth $a=2$ iſt alſo für die Einbiegung $f=0{,}018$ zu klein, dagegen wäre $a=2{,}054$ für $f=0{,}0186$ zu viel. (Der Stab war auf 0,0503 Met. Höhe und 0,108 Met. Länge im Schraubſtocke in Contact mit den Backen deſſelben).

Berechnet man nun nach der Formel

$$h' = \sqrt{\frac{Pa^3\lambda}{\pi L f}}$$

die Lage der neutralen Axe unter beiden Vorausſetzungen, ſo giebt

$a=2$ Met. und $f=0{,}018$ Met. $h' > 0{,}02467$ Met.

$a=2{,}054$ M. $f=0{,}0186$ „ $h' < 0{,}02532$ „

Der nach der gewöhnlichen Theorie ($m^2=1$) berechnete Abſtand würde ſein $h'=0{,}02515$ Met., und da dieſer Werth zwiſchen obige beide Grenzwerthe hineinfällt, ſo ſcheint die Annahme $m^2=1$ gerechtfertigt.

Um noch ſicherer zu gehen, wurde auch hier die kreisförmige Biegung zur Anwendung gebracht, jedoch mit der Modification, daß die Aufhängepunkte um 2 Met. auseinander gelegt und die Gewichte bei 0,16 Met. darüber hinaus angehängt wurden. Der Stab wurde in der Richtung ſeiner größten Querſchnittsdimenſion durch 2 Gewichte von 10 Kilogr. gebogen, und man beobachtete dabei im Mittel $f=0{,}0104$ Met., bei 0,5 Met. Abſtand, rechts und links vom Mittel aber nur $f=0{,}0078$ Met., was mit der Kreisbogenform in Uebereinſtimmung ſteht.

Bei der kreisförmigen Biegung iſt ſtreng genommen

$$h' = \sqrt{\frac{3M\lambda(a^2+f^2)}{2\pi L f}}$$

oder annähernd, wenn man f^2 gegen a^2 vernachläſſigt

$$h' = \sqrt{\frac{3Ma^2\lambda}{2\pi L f}}$$

und ſetzt man hierin $a=1$, $M=1{,}6$, $f=0{,}0104$ ein, ſo wird erhalten $h'=0{,}02514$ Meter,

was überraſchend genau mit dem unter der Hypotheſe $m^2=1$ beſtimmten Werthe für h' zuſammenſtimmt.

Alsdann giebt die gewöhnliche Formel

$$E = \frac{6a^2M}{fbh}$$

den Elaſticitätsmodulus $E = 807\,645000$ Kilogr., welcher nahezu mit dem oben auf anderem Wege erhaltenen Coefficienten zuſammenfällt.

Ein Stab von Rothtanne von 2,339 Met. Länge, 0,05 Meter Breite und 0,0092 Meter Stärke, welcher 758,7 Grammes, d. h. 324,37 Grammes pro Met. Länge weg, gab ferner unter 40 Kilogr. directer Belaſtung eine Längenausdehnung $\lambda=0{,}0001122$ Met. auf 2 Met. Länge, woraus ſich berechnet

$$E = 1550\,027000 \text{ Kilogr.}$$

Der Versuch mit der kreisförmigen Biegung wurde genau wie vorher durchgeführt, nur betrugen die Gewichte 20 Kilogr. und die Hebelarme der Kräftepaare 0,17 Met. Die Einbiegung fand man im Mittel = 0,01145 Met. und bei 0,5 Met. Abstand vom Mittel zu beiden Seiten 0,0086 Met., wonach sich ergiebt

$$h' = 0{,}02499 \text{ Meter.}$$

Die gewöhnliche Theorie würde $\frac{0{,}05}{2} = 0{,}025$ Meter ergeben haben, also genau denselben Werth. Für den Elasticitätsmodulus folgt sodann

$$E = 1549\,270000 \text{ Kilogr.}$$

oder ebenfalls fast genau soviel, als nach dem Versuche mit directer Ausdehnung gefolgert worden war.

Die hier citirten Versuche beweisen allerdings wohl vollständig, daß bei Holz kein merklicher Unterschied in den Elasticitätsmodeln der ausgedehnten und der comprimirten Fasern angenommen werden kann, sowie denn auch meine eigenen Versuche nur ein sehr vages Resultat geliefert haben. Jedoch kann man die Bemerkung nicht unterdrücken, daß Lamarle den zu seinen Versuchen verwendeten dreieckigen Prismen eine wenig geeignete Form gegeben hat, denn bei der großen Flachheit der Dreiecke (ihre Höhe betrug ungefähr nur $^1/_8$ von der Breite der Basis) konnte der Einfluß der Fasern in der Nähe der Spitze kaum bemerklich werden.

Sehr interessant und zweckmäßig sind dagegen die angewendeten Methoden, namentlich die Anwendung der kreisförmigen Biegung und es dürften sich aus dieser Beobachtung mancherlei praktische Hilfsmittel ableiten lassen, z. B. beim Verzeichnen großer flacher Kreisbögen.

Ueber den Bau der Flußdampfschiffe.

Von

M. W. Schmidt,

Ingenieur.

(Hierzu Taf. 26, Fig. 3—5.)

Ueber Zeichnung und Construction von Schiffsgefäßen.

Ehe man zum Baue oder zur wirklichen Ausführung eines Schiffes verschreitet, ist es nothwendig, sich vorher ein möglichst genaues Bild von dessen Gestalt zu machen. Dies kann auf zweierlei Arten geschehen, nämlich entweder durch ein Modell oder durch eine Zeichnung. In Amerika wendet man häufig das erstere Mittel an, während die übrigen schiffbauenden Nationen sich, wenigstens in neuerer Zeit, des letzteren bedienen. Früher, vielleicht vor 15—20 Jahren, wurden auf Privatwerften viele Schiffe ausgeführt, ohne daß weder eine Zeichnung noch ein Modell zu Grunde lag, und es giebt wohl jetzt noch viele ältere Meister, die sich damit brüsten, auf diese Weise auch gut segelnde Schiffe erhalten zu haben. Wenn dies auch wirklich der Fall gewesen ist, so waltete dabei viel Zufall ob, weil zwar die Idee über die ungefähre Form des Schiffes dem Baumeister vor Augen schweben mußte, die Details dazu sich aber erst im Laufe der Bauzeit ergeben konnten.

Ganz abgesehen übrigens von dem ebengenannten Umstande und der Irrationalität dieses Verfahrens selbst, wird es schon deshalb heutigen Tages keinen Anklang mehr finden, weil in finanzieller und ökonomischer Beziehung zu viel Nachtheile daraus entspringen. Denn während bei Zugrundelegung einer Zeichnung die verschiedenen Dimensionen der Hölzer ihre Krümmungen und sonstigen Formen aus dieser entnommen, und darnach die sich am besten eignenden Stücken ausgesucht werden können, muß man, ohne eine solche, sich viel mit sogenanntem Zusammenpassen abmühen, wobei viel im Finstern getappt und Holz in Menge verschwendet wird. Noch giebt es Meister, die nach alten auseinander gerissenen Schiffen bauen, deren Inhölzer, besonders Spanten, sie als Chablonen, woran sie dann und wann kleine Abänderungen vornehmen, benutzen. Was hiervon zu halten ist, bedarf gewiß keiner Erläuterung.

Gehen wir nun zu der Art und Weise über, wie überhaupt eine Schiffszeichnung anzufertigen ist, und welche Linien dabei hauptsächlich in Betracht kommen.

Wenn wir den Schiffskörper durchschneiden, so müssen wir, in welcher Richtung der Schnitt auch geschehen mag, schöne, stetig gekrümmte Curven als Durchschnittslinien erhalten. Es ist nun leicht einzusehen, daß wir viele von dergleichen Durchschnittslinien besitzen müssen, um uns ein genaues Bild vom Schiffskörper herzustellen. Vor allen ist dabei aber nöthig, den Schnittebenen selbst ganz bestimmte Lagen in Bezug auf gewisse Theile des letzteren zu geben.

Denken wir uns das Schiff auf dem Waſſer ſchwimmend, und wir legen die Schnittebenen parallel der Waſſerfläche, ſo erhalten wir als Durchſchnitte die ſogenannten Waſſerlinien. Man unterſcheidet die geladene und die leere Waſſerlinie, wobei man unter der erſten den Schnitt des Waſſerſpiegels mit dem im geladenen, unter letzterer den Schnitt deſſelben mit dem im ungeladenen oder ledigen Zuſtande befindlichen Schiffskörper verſteht. Zwiſchen, über und unter beiden genannten Waſſerlinien conſtruirt man noch zur nähern Beſtimmung der Schiffsform andere, welche dann zuſammengenommen den Grundriß des Schiffs bilden. Zur Vervollſtändigung dieſes Grundriſſes fügt man noch die Projectionen des Schanddeckel- und Relingſtrakes hinzu, welche Linien bekanntlich Curven von doppelter Krümmung ſind und ſich deshalb in allen drei Projectionen als krumme Linien darſtellen.

Legen wir ferner in gewiſſen gleichen Abſtänden von einander, winkelrecht zur Waſſerfläche, Ebenen, welche den Schiffskörper in transverſaler Richtung durchſchneiden, ſo erhalten wir eine Anzahl von Profilen, welche zuſammengenommen den ſogenannten Spantenriß des Schiffs bilden. Wenn man ſich die Form des Schiffs vergegenwärtigt, ſo wird man einſehen, daß vom Haupt- oder Nullſpant an, die genannten Profile an Breite abnehmen, und je mehr ſie ſich dem Vorder- oder Hintertheile des Schiffs nähern eine ſpitzere oder ſchärfere Form erhalten. Man hätte alſo zwei Spantenriſſe anzufertigen, der eine für das Vorder-, der andere für das Hinterſchiff. Jedoch vereinfacht man ſich dieſe Arbeit dadurch, daß man, da die Profile oder Spanten aus zwei gleichen oder ſymmetriſchen Hälften beſtehen, nur die eine dieſer Hälften zeichnet, und ſomit Hinter- und Vorderſchiff, wie Taf. 26 Fig. 5 zeigt, in eine Figur vereinigt. Im Spantenriß ſind natürlicherweiſe die Projectionen der Waſſerlinien gerade Linien, ſowie umgekehrt im Grundriß die Spanten ſich ebenfalls als Gerade darſtellen. Schanddeckel- und Rehlingſtrak werden auch im Spantenriß angegeben, wo ſie ſich, wie ſchon erwähnt, als Curven repräſentiren.

Die geometriſche Seitenanſicht des Schiffes oder der Aufriß enthält die Länge des Kiels, Lage und Form des Vorder- und Hinterſtevens, Schanddeckel- und Rehlingſtrak, ſowie Waſſerlinien und Spanten, welche letztere ſich hier als rechtwinkelig ſich ſchneidende Gerade darſtellen. Man entnimmt aus dem Aufriß alle Längendimenſionen des Schiffs wie z. B. die Entfernungen der Spanten von einander, der Bänke, Flurhölzer u. ſ. w. Ferner giebt man darin die Stellung der Maſten an, oder bei Dampfſchiffen die Lage der Maſchine, die Anſicht der Schaufelräder, ſowie des Radkaſtens.

Die genannten drei Riſſe ſind jedoch zur Beſtimmung der Schiffsform noch nicht genügend; es ſind außerdem die ſogenannten Schnitte und Senten hinzuzufügen.

Die Schnitte erhält man durch Ebenen, die in longitudinaler Richtung parallel zur Schiffsaxe und rechtwinkelig zum Waſſerſpiegel den Schiffskörper durchſchneiden. Im Grund- und Spantenriß ſind ihre Projectionen gerade Linien, Curven jedoch im Aufriß oder in der Längenanſicht. Hauptſächlich dienen ſie dazu, die Form des Vorder- und Hinterbugs darzuſtellen, und zu dieſem Zwecke reichen drei oder höchſtens vier vollkommen hin.

Die Senten endlich ergeben ſich durch Schnittebenen, welche dem Waſſerſpiegel nicht parallel ſind, ſondern mit demſelben, ſowie mit der Ebene, die man ſich durch den Kiel und die beiden Steven gelegt denkt, Winkel einſchließen. Die Projectionen der Senten im Spantenriß ſind gerade Linien nnn (Taf. 26 Fig. 5); im Grund- und Aufriß, in welchem ſie jedoch ſelten oder nie angegeben werden, Curven. Man zeichnet ſie vielmehr ganz beſonders auf, und zwar auf die Ebene der Zeichnung reducirt, indem man ihre Ebenen in eine den Waſſerlinien parallele Lage umklappt. Die Senten dienen dazu, um die Krümmung beurtheilen zu können, welche die Planken beim Anbringen an den Schiffskörper erhalten. Es iſt dies deshalb von Wichtigkeit, weil außerdem der Fall vorkommen kann, daß die Krümmung des Vorder- und Hinterbugs ſo ſtark iſt, daß ſich keine Planke herumbiegen läßt.

Wir wiſſen jetzt, welche Linien eine Schiffszeichnung bilden, und welche Curven dabei hauptſächlich in Betracht kommen. Jetzt handelt es ſich noch darum, bei gegebener Länge, Breite und Höhe des Schiffs daſſelbe nach allen ſeinen Theilen zu conſtruiren oder zu entwerfen. Es hat zwar jeder Baumeiſter hierin ſeine beſondere Methode, jedoch ſtimmen dieſelben der Hauptſache nach in Folgendem überein.

Zuerſt entwirft man ſich das Hauptſpant und giebt darin eine Waſſerlinie an, von der man annimmt, daß ſie mit der geladenen ungefähr zuſammentrifft. Hierauf zeichnet man dieſe Waſſerlinie im Grundriß nach der gegebenen Länge und nach ihrer im Hauptſpant enthaltenen größten Breite und zwar nur ihre eine Hälfte, da ſie bekanntlich eben ſo wie die Spanten zu beiden Seiten der Schiffsaxe ſymmetriſch iſt. Iſt dies geſchehen, ſo trifft man die Eintheilung der Spanten im Grund- und Aufriß; man giebt in letzterem Kiel, Vorder- und Hinterſteven, ſowie Schanddeckel- und Rehlingsſtrak an. Man wählt ſich hierauf von den nach vorn und hinten liegenden Spanten aus dem Grundriß eines und zeichnet ſich daſſelbe, theils nach den bereits vorhandenen Punkten, theils nach Gutdünken im Spantenriß ein. Nach den ſo gewonnenen drei Spanten iſt es nun möglich, eine zweite Waſſerlinie zu conſtruiren, die man gewöhnlich in der Mitte zwiſchen der geladenen Waſſerlinie und dem Schiffsboden oder Kiel annimmt. Hierauf beſtimmt man ſich wieder einige Spanten im Spantenriß und fährt mit der Conſtruction derſelben, ſowie der

der andern Wasserlinien abwechselnd so lange fort, bis man auf solche Weise zu allen erforderlichen Linien gelangt. Die Hauptsache bei dieser Constructionsweise besteht darin, die Linien gegenseitig so zu corrigiren, daß sie schön und stetig gekrümmt verlaufen, und es gehört eine besondere Uebung dazu, dieselben gleich so aufzuzeichnen, daß sie dergleichen Correcturen nicht viel unterworfen sind.

Obgleich diejenigen Wasserlinien, welche unter die geladene fallen, immer die nothwendigsten und hauptsächlichsten bleiben, weil eben von ihrer Form die Eigenschaften des Schiffes im Wasser abhängen, so construirt man doch in den meisten Fällen sich noch einige dergleichen, welche über derselben liegen. Es geschieht dies vorzugsweise deshalb, um durch sie die Form des Schiffes, die man über Wasser zu sehen bekommt, gehörig zu reguliren.

Hat man auf die eben beschriebene Weise Grund- und Spantenriß, sowie die Längenansicht oder Aufriß mit Kiel, Steven, Schanddeckel- und Rehlingstrak gezeichnet, so legt man die Schnitte. Man giebt sich dieselben zunächst im Spantenriß durch Linien an, welche parallel dem Spantenmittel laufen und in gleichen Abständen von einander stehen. Die Schnittpunkte dieser Linien mit den Spanten trägt man sich in den Aufriß, verbindet die daselbst erhaltenen Punkte und erhält auf diese Weise die Schnitte. Damit dieselben schöne stetig gekrümmte Curven werden, ist es sehr häufig nothwendig, in der Form der Spanten noch einiges zu ändern. Ueberhaupt darf man auch hier, sowie bei der Construction der Senten, welche wir gleich näher beschreiben werden, nicht vergessen, daß alle Linien, die in einer Schiffszeichnung enthalten sind, so lange gegenseitig abgeändert und corrigirt werden müssen, bis dieselben eine, nach den allgemein bestehenden Gesetzen und dem herrschenden Geschmacke entsprechende, schöne und zweckmäßige Form erhalten haben. Allerdings ist dies, zumal bei Anfängern mit einigen Schwierigkeiten verknüpft, allein nach einiger Uebung reduciren sich die erwähnten Correcturen auf nur wenige.

Ebenfalls wichtige Linien, die in jeder Schiffszeichnung enthalten sein müssen, sind die Senten. Wie bereits erwähnt, dienen sie dazu, die Krümmung der Planken am Schiffskörper beurtheilen zu können. Sie müssen demnach auch eine solche Lage in der Zeichnung erhalten, die der Richtung, in welcher die Planken am Schiffe anschlagen, am meisten gleichkommt. Eine solche Lage ist einfach dadurch bestimmt, daß man die Senten im Spantenriß möglichst rechtwinkelig oder normal zu den Krümmungen der Spanten zieht, wie auch in der Zeichnung, Taf. 26, Fig. 5 näher zu ersehen ist. Man kann, wie sich von selbst versteht, eine große Anzahl solcher Senten legen, allein 3—4 genügen, zumal wenn man sie vortheilhaft zieht, nämlich eine durch die Kimmung, eine durch die Mitte des Bodens, und eine durch die Seitenwand des Schiffs.

Um eine Zeichnung in der eben beschriebenen Weise anfertigen zu können, ist es auch nöthig, die Materialien dazu zu besitzen. Da dieselben ganz andere sind als diejenigen, welche bei andern Zeichnungen in Anwendung kommen, so dürfte es nicht unnöthig sein, an diesem Ort einige Worte darüber zu sagen.

Zum Zeichnen der Curven, welche schroffe oder starke Krümmungen besitzen, hat man eine möglichst reiche Auswahl der verschiedensten Curvenlineale nöthig. Am besten eignet sich zur Ausarbeitung derselben Birnbaumfournier, weil solches sich am wenigsten wirft. Für solche Curven jedoch, welche weniger stark, sondern lang gestreckt sind, wie z. B. Wasserlinien, Schanddeckel-, Rehlingstrak u. s. w. braucht man schwache Latten, die in die gewünschte Krümmung gebogen und durch Gewichte in derselben festgehalten werden. Dergleichen Latten bekommen eine ungefähre Länge von 4—5 Fuß und werden entweder in ihrem Querschnitt gleich stark gehalten, oder man verjüngt denselben ganz stetig nach dem einen Ende hin. Zu solchen Latten muß vor allen Dingen ein Holz von großer Elasticität verarbeitet werden, was bei jeder Krümmung, die man demselben giebt, eine gleichförmige Bucht annimmt. So ist z. B. feinjähriges Tannenholz, wohl auch astloses Birnbaumholz sehr brauchbar hierzu. Den Gewichten zum Festhalten der Latte giebt man eine länglich prismatische Form, vorn mit Zuspitzung, damit man sie bequem auf die Latten legen kann.

Es versteht sich übrigens von selbst, daß, ehe man Zeichnungen zu Schiffen entwirft, es zur Ausbildung in der Art und Weise des Zeichnens, sowie des Geschmackes, nothwendig ist, erst dergleichen zu copiren. Ueberhaupt ist hierbei, wie bei der Architektur, Anschauung guter und schöner Muster Hauptsache, und Niemand, der sich dem Schiffbaufache zu widmen gedenkt, sollte verabsäumen, sich eine reichhaltige Sammlung guter Zeichnungen zu verschaffen und überall, wo er Gelegenheit dazu hat, ausgeführte Schiffe sich anzusehen.

Erläuterungen zum Grund-, Auf- und Spantenriß.
(Taf. 26.)

(Sämmtliche Linien oder Schiffstheile sind in den drei Projectionen mit gleichen Buchstaben bezeichnet.)

aa Rehlingstrak, bb Schanddeckelstrak, cc Schillergang, dd Harpeusgang, ee Barkholz, fff Wasserlinien, ggg Schnitte, hhh Spanten, iii Worpen, k Kantspant, ll Spiegel des Schiffes, mm Sponung, nnn Senten, oo Krahnbalken zum Heben des Ankers, pp Hilfswasserlinien, qq das Gallion.

Berechnung des Schiffsdeplacements, sowie dessen Schwerpunktes.

Bei Schiffen, zumal bei Flußdampfschiffen, ist es von der größten Wichtigkeit, das Wasservolumen kennen zu lernen,

welches von dem schwimmenden Schiffskörper verdrängt wird. Dieses Volumen, welches gemeiniglich das Deplacement des Schiffs genannt wird, ist für das Gewicht des letzteren, sowie aller darauf bezüglicher Gegenstände maßgebend. Wir haben nämlich für eine gewisse Eintauchung nur das Gewicht dieses verdrängten Wasserquantums zu berechnen, um das des Schiffes selbst zu erhalten.

Die Formel, welche man zur Berechnung des Deplacements benutzt, ist unter dem Namen der Simpson'schen oder der Chapman'schen Formel bekannt und gründet sich auf das Gesetz: daß der Inhalt eines von stetig gekrümmten Flächen umschlossenen Körpers in absoluter Zahl gleich ist dem Flächeninhalte einer Figur, die den Inhalt der Querschnittsflächen des erwähnten Körpers als Ordinaten und die Entfernung derselben von einander zu Abscissen hat. Nennt man Q den Inhalt des Körpers, in unserem Falle also den Inhalt des im Wasser eingetauchten Schiffsgefäßes $J_1\ J_2\ J_3\ \ldots\ldots\ J_{n-1}, J_n$ die Inhalte seiner in Abständen $= d$ liegenden Querschnittsflächen, als welche wir die Spanten oder die Wasserlinien annehmen können, so gelten die Formeln:

1) $$Q = d\left(\frac{1}{2}J_1 + J_2 + J_3 + \ldots\ldots J_{n-1} + \frac{1}{2}J_n\right) \text{ oder}$$

2) $$Q = \frac{1}{3}d\left(J_1 + 4J_2 + 2J_3 + 4J_4 + \ldots\ldots 4J_{n-1} + J_n\right)$$

Bei Anwendung der Formel 2) darf man jedoch nicht zu berücksichtigen vergessen, daß die Anzahl der Schiffsquerschnitte ungerade sein muß. Will man jedoch, selbst wenn dies nicht der Fall sein sollte, diese Formel noch brauchen, so hat man nur einen Querschnitt vor der Hand wegzulassen, den übrig bleibenden Theil zuletzt für sich zu berechnen und zur übrigen Masse zu fügen. Eine Berechnung des Schiffskörpers nach den beiden genannten Formeln setzt voraus, daß die Inhalte der verschiedenen Querschnitte $J_1\ J_2$ u. s. w. bekannt sind. Diese Inhalte ausfindig zu machen hält um so weniger schwer, als man dazu ganz dieselben Formeln, nur daß die Buchstaben darin andere Bedeutungen annehmen, gebrauchen kann. Es wird nämlich Q dann der Inhalt der in Rede stehenden Fläche und $J_1\ J_2$ u. s. w. die Werthe ihrer im Abstande d von einander liegenden Ordinaten.

Das Gewicht des Wasservolumens, welches vom ledigen Schiffsgefäße verdrängt wird, ist gleich dem Gewichte des ledigen Schiffsgefäßes; das Gewicht jenes Wasservolumens ferner, welches vom beladenen Schiff verdrängt wird, ist gleich dem Gewichte des Schiffsgefäßes plus der darauf befindlichen Ladung. Zieht man demnach das erstgenannte Gewicht vom letztgenannten ab, so bekommt man das sogenannte Tragvermögen des Schiffs für einen gewissen Tiefgang.

Hat man die vollständige Zeichnung des Schiffsrumpfes vorliegen, und man will daraus dessen Tragfähigkeit für einen gewissen Tiefgang ermitteln, so bleibt allerdings weiter nichts übrig, als zunächst das Gewicht seiner einzelnen Theile, als z. B. der Bänke, Rippen, der Beplankung, des Decks u. s. w. zu berechnen, und darnach den Tiefgang des ledigen Fahrzeugs zu bestimmen. Hierauf sucht man das Gewicht desjenigen Wasservolumens, welches mehr verdrängt wird, sobald das Schiff seine tiefste Eintauchung angenommen hat, und erhält damit die gewünschte Tragfähigkeit. Allerdings ist es eine ziemlich umfängliche Arbeit, das Gewicht des Schiffes nebst aller seiner einzelnen Theile zu berechnen und auf ein gleichschweres Wasservolumen zu reduciren, allein man kann sich diese Arbeit folgendermaßen etwas vereinfachen. Man berechnet sich nämlich für gewisse Tiefgänge, bei Flußdampfschiffen vielleicht von 6 zu 6 Zoll, das Deplacement, und trägt die erhaltenen Werthe als Ordinaten einer Curve, der sogenannten Deplacementscurve, welche jedesmal eine stetig gekrümmte Linie sein wird, auf. Da nun für dieselbe die verschiedenen Tiefgänge, welche wir jetzt beispielsweise von 6 zu 6 Zoll Entfernung angenommen haben, die Abscissen abgeben, so wird es uns auch möglich sein, für jede Ordinate, z. B. auch für die, welche das Gewicht des ledigen Schiffes ausdrückt, den betreffenden Tiefgang schnell aufzufinden. Mit Hilfe dieser Deplacementscurve ist man demnach im Stande, für jede beliebige Belastung den Tiefgang, und umgekehrt, für jeden Tiefgang die entsprechende Belastung zu ermitteln.

Zur Bestimmung des Eigengewichts hat man bei Seeschiffen gewisse Factoren, welche auch in den meisten Fällen ausreichen. Nicht so ist es bei Flußdampfschiffen, von denen noch zu wenig Erfahrungen vorliegen, und die in ihrer Bauart zu abweichend sind, um dergleichen Factoren aufstellen zu können. Gleichwohl ist es gerade bei diesen Schiffen von der größten Wichtigkeit, genau den Tiefgang bei irgend einer Belastung kennen zu lernen, weil es ja davon abhängt, ob sie bei gewissen niedrigen Sommerwasserständen einen Strom noch befahren können oder nicht.

Bei Segelschiffen ist es für die Stellung der Masten und Segel, bei Dampfschiffen für die der Maschine nebst ihrer Schaufelräder von Belang, die Lage des Deplacementsschwerpunktes kennen zu lernen. Die Formeln, welche bei Bestimmung desselben in Anwendung kommen, heißen:

3) $$\delta = d\left\{\frac{0A_1 + A_2 + 2A_3 + 3A_4 + \ldots + (m-1)A_m + mA_{m+1}}{\frac{A_1}{2} + A_2 + A_3 + A_4 + \ldots + A_m + \frac{A_{m+1}}{2}}\right\}$$

oder:

$$4) \quad \delta = d \left\{ \frac{0A_1 + 1.4A_2 + 2.2A_3 + 3.4A_4 + 4.2A_5 + \ldots + (m-1)\,4A_m + mA_{m+1}}{A_1 + 4A_2 + 2A_3 + 4A_4 + 2A_5 + \ldots + 4A_m + A_{m+1}} \right\}$$

In beiden Formeln 3) und 4) bedeutet δ die Entfernung des Schwerpunktes von der Querschnittsfläche A_1, und $A_1 A_2$ u. s. w., die im Abstande d von einander liegenden Querschnittsflächen selbst. Die Art und Weise, wie die beiden aufgestellten Formeln zur Berechnung des Schwerpunktes des Schiffsdeplacements gebraucht werden, läßt sich leicht übersehen. Da wir nämlich wissen, daß in Folge der Symmetrie des Deplacements nach Back- und Steuerbord der Schwerpunkt desselben in die Schiffsaxe fallen muß, so haben wir zu seiner Bestimmung nicht drei, sondern nur zwei Ordinaten nöthig. Die eine derselben giebt seine Entfernung von der ersten oder obersten Wasserlinie an, die andere, zweite dagegen, die von irgend einer, gewöhnlich der hintersten, Spantenfläche. Bei Aufsuchung der ersten Ordinate bedeutet demnach A_1 den Inhalt der obersten Wasserlinie, A_2 den Inhalt der zweiten u. s. w.; bei Aufsuchung der zweiten Ordinate dagegen A_1 den Inhalt der hintersten Spantenfläche, $A_2 A_3$ u. s. w. die auf einander folgenden nach vorn zu liegenden Spantenflächen.

Es ist sowohl für die Berechnung, als auch für die Construction des Schiffes bequem, die Entfernungen der Wasserlinien oder Spanten von einander in runden Zahlen anzunehmen, so daß also leicht der Fall vorkommen kann, daß bei der Eintheilung der Spanten ein kleines Stück hinten, bei der Eintheilung der Wasserlinien, die wir bei der obersten beginnen, ein Stück Deplacement unter der letzten Wasserlinie übrigbleibt. Die körperlichen Inhalte sowohl, als auch die Momente dieser Stücke müssen für sich besonders aufgesucht und mit in Rechnung gebracht werden. Das nämliche hat man zu thun, wenn bei Anwendung der Formel 4) die Anzahl der Theile nicht gerade ist.

Sehr häufig giebt man außer dem Deplacementsschwerpunkte in der Zeichnung auch die Curve an, welche die Schwerpunkte sämmtlicher Wasserlinien mit einander verbindet. Dieselbe muß eine stetig gekrümmte sein, wenn der Deplacementscubus von stetigen Flächen umschlossen ist.

Von den besonderen Formen der Flußdampfschiffe, von den Verhältnissen ihrer Hauptdimensionen und ihrem Baumateriale.

Es ist schon früher darauf hingewiesen worden, daß die Form der Segelschiffe sich wesentlich von derjenigen der Dampfschiffe unterscheidet. Dieser Unterschied liegt hauptsächlich in der Zuschärfung der Spanten und Wasserlinien, indem die Segelschiffe scharfe Spanten (wenigstens bei Schnellseglern), dagegen aber ziemlich stumpfe Wasserlinien, die Dampfschiffe aber umgekehrt flache Spanten, und möglichst scharfe Wasserlinien erhalten. Dieses charakteristische Merkmal kommt sowohl den See- als auch den Flußdampfschiffen zu, nur mit dem Unterschiede, daß sich die Form der ersteren mehr derjenigen der Segelschiffe nähert. Von den Flußdampfschiffen verlangt man vorzugsweise zwei gute Eigenschaften, nämlich erstens sollen sie bei einem geringen Tiefgange viel tragen, zweitens das Wasser schnell durchschneiden. Kennt man diese beiden Haupterfordernisse, so sind auch im Allgemeinen die Hauptformen des Schiffs festgestellt. Repräsentirt werden dieselben durch die Gestalt des Hauptspantes, und der ersten oder geladenen Wasserlinie. Das Hauptspant muß daher, wie schon erwähnt, voll sein, d. h. seine Form muß von dem Rechtecke, mit dem man es umschreibt, sich wenig entfernen, dagegen die erste Wasserlinie vorn und hinten scharf zulaufen. Man hat daher Coefficienten aufgestellt, welche angeben, wie vielmal die Fläche des umschreibenden Rechtecks in der Fläche des Hauptspantes oder der ersten Wasserlinie enthalten ist, was natürlicherweise allemal ein echter Bruch sein muß. Wäre z. B. die Fläche des eingetauchten Theiles des Hauptspantes = 30 □Fuß und die Fläche des Rechtecks, welches diesen Theil des Hauptspantes umschreibt = 34 □Fuß, so ergäbe sich ein Coefficient von $\frac{30}{34} = 0{,}9$. Ebenso bei der ersten Wasserlinie. Ist z. B. der quadratische Inhalt derselben 1490 □Fuß, der des umschreibenden Rechtecks dagegen 2480 □Fuß, so ist der Coefficient $= \frac{1490}{2480} = 0{,}6$. Aus diesen beiden Beispielen sieht man deutlich, daß der genannte Coefficient um so kleiner wird, je mehr sich die bezüglichen Flächen in ihrem Inhalte von einander entfernen, oder, was dasselbe ist, je schärfer das Hauptspant oder die erste Wasserlinie geformt sind. Der Coefficient ist für uns also ein treffliches Mittel, um auf die Form der ihm zugehörigen Linien schließen zu können.

Von gleich großer Wichtigkeit ist der Coefficient, welchen man für das ganze Deplacement des Schiffes aufstellt. Man findet ihn, sobald man das Deplacement des Schiffes oder das verdrängte Wasservolumen bei einem gewissen Tiefgange mit dem cubischen Inhalte desjenigen Parallelepipedums dividirt, welches zur Höhe die Länge des Schiffes in der oberen Wasserlinie, zur Breite die Breite des Schiffes im Hauptspant, und zur Dicke den Tiefgang desselben besitzt.

Die drei genannten Coefficienten pflegt man die Völligkeitscoefficienten zu nennen, weil sie, wie bereits erwähnt, maßgebend für die Zuschärfung des betreffenden Stückes sind. Bei Flußdampfschiffen schwankt der Völligkeitscoefficient des Hauptspantes zwischen 0,95 und 1, der Coefficient der ersten oder geladenen Wasserlinie zwischen 0,6 und 0,7 und der des Deplacements zwischen 0,5 und 0,7.

Sehr beachtenswerth ist ferner bei der Construction von Schiffen das Verhältniß der Breite zur Länge. In demselben liegt hauptsächlich der Unterschied zwischen Fluß- und Seeschiffen. Binnenländer, deren Auge an die lange Gestalt der Flußfahrzeuge gewöhnt ist, sind sehr geneigt, sich von der Länge der Seeschiffe übertriebene Vorstellungen zu machen. Wenn man jedoch bedenkt, welche verschiedenartige Bewegungen ein Schiff in See zu machen, und welchen Stößen es zu widerstehen hat, so wird man leicht einsehen, daß eine lange Gestalt desselben ganz unzulässig sein muß. Die Seedampfschiffe, die gewöhnlich länger als die Segelschiffe gebaut sind, zeigen in Folge dessen auch üble Eigenschaften, wovon die des Schlängerns (die harten Bewegungen des Schiffes von einer Seite zur anderen) die unangenehmste ist, besonders für die Passagiere, welche aus dem Grunde leichter von der Seekrankheit befallen werden. Während man den Segelschiffen, welche See halten sollen, zur Länge ihre drei- bis viermalige Breite giebt, erhalten die Seedampfschiffe die fünf- bis sechsmalige Breite zur Länge. Dieses Verhältniß steigert sich allerdings bei Flußdampfschiffen bedeutend, denn diesen giebt man je nach ihrem Materiale, aus dem sie construirt sind, nämlich ob Holz oder Eisen, die 8 bis 12fache Breite zur Länge. Hierin liegt eigentlich das einzige Mittel, Schiffe zu erhalten, die bei hoher Tragfähigkeit immer noch eine bedeutende Schärfe des Vorder- und Hinterschiffes besitzen, und deshalb das Wasser schnell zu durchschneiden im Stande sind. Wollte man sie kürzer machen, was ebenfalls seine großen Bequemlichkeiten hat, z. B. im Wenden, Steuern und Durchfahren von Flußkrümmungen und Fuhrten, so müßte man sie, um eine gleiche Tragfähigkeit zu erhalten, vorn und hinten stumpfer construiren, was aber auf Kosten der Schnelligkeit des Schiffes, welche Eigenschaft um jeden Preis zu erringen ist, geschehen würde.

Es ist schon oben darauf hingewiesen worden, daß für die Form des Schiffes unter anderen auch die obere oder geladene Wasserlinie maßgebend sei. Es ist ferner angegeben worden, welchen Völligkeitscoefficient dieselbe besitzen muß, um den gestellten Anforderungen zu genügen. Dessenungeachtet läßt aber selbst dieser Coefficient für die Formung der Linie noch vielen Spielraum übrig. Es fragt sich z. B. ob wir der Wasserlinie ihre größte Zuschärfung vorn oder hinten geben. Für Segelschiffe, sie mögen stillstehendes oder fließendes Wasser befahren, gilt durchgängig die Regel: dieselbe nach hinten zu legen, so daß also der Schwerpunkt des gesammten Deplacements nach vorn zu liegen kommt. Anders ist dies bei den Dampfschiffen, die, gleichviel ob sie die See oder Flüsse befahren, in den meisten Fällen ihre größere Zuschärfung nach vorn erhalten. Dieselbe beträgt bei Flußdampfschiffen zuweilen ein ziemlich Bedeutendes, wogegen man bei Seedampfschiffen die Form immer mehr den Segelschiffen anpaßt und den Deplacementsschwerpunkt nur um ein Geringes hinter die Mitte der oberen Wasserlinie zu legen sucht.

Es lassen sich zwar gegen diese Gestaltung der Schiffe mancherlei Einwände machen, und es giebt Schiffsconstructeure, welche eine größere Zuschärfung des Vordertheiles geradezu verwerfen. Sie behaupten, gewissermaßen nicht mit Unrecht, daß auf solche Weise zwar eine bessere und schnellere Zertheilung des Wassers bewirkt wird, daß dagegen der Schluß desselben hinter dem Schiff nicht in der gehörigen Weise erfolge, daß es somit Hinterwasser schleppe, und das Ruder an seiner Wirkung verliere. Eine solche Betrachtungsweise ist zwar nicht unwichtig, allein sie wird ganz einfach durch die Thatsache widerlegt, daß eben in neuerer Zeit die Schiffe beinahe durchgängig keine andere Construction erhalten, als die oben erwähnte. Von selbst versteht es sich übrigens, daß man auch hierbei Extreme zu vermeiden hat. Es würde z. B. eine durchaus mangelhafte Construction sein, käme bei einem Schiffe von 140 Fuß Länge der Deplacementsschwerpunkt 5 oder 6 Fuß hinter die Mitte der oberen Wasserlinie zu liegen. Um hierin das richtige Maß sogleich zu treffen, ist es nöthig, recht viele Zeichnungen bewährter Schiffe gesehen und studirt zu haben.

Der Schnellgang eines Dampfschiffes hängt zuweilen von scheinbar ganz geringfügigen Umständen ab. Unter andern ist dafür nicht ohne wesentlichen Einfluß eine geringe Hebung des Schiffsbodens nach vorn, so daß derselbe von seiner Mitte aus, auf jeden Fuß seiner Länge vielleicht $^1/_{12}$ Zoll Anlauf erhält. Ebenso ist es vortheilhaft, besonders hinsichtlich des guten Steuerns, dem Schiffe einen Vordersteven zu geben, welcher stark nach vorn ausfällt. Es erleichtert eine solche Form des Stevens auch das Anbringen der Planken, weil das Vordertheil dadurch an Schärfe gewinnt.

Wir haben hier noch zweier Constructionsweisen der Flußdampfschiffe zu gedenken, auf die auch schon in dem Capitel über die verschiedenen Theile eines Schiffes (S. 147) hingewiesen worden ist. Es betrifft dies nämlich den Schiffsboden, dessen Form gewisse Eigenschaften, und ein bestimmtes Verhalten des Schiffskörpers im Wasser bedingen. Das Schiff kann auf Kiel gebaut sein, und dann erhält sein Spantenriß eine Form wie die auf Taf. 26, oder es kann, in der Weise wie ein Kahn, mit einem Flachboden versehen werden, auf welchem die Bänke und Kniee aufgesetzt werden. Bei der ersteren Constructionsweise bietet der Schiffskörper dem Wasser nirgends scharfe Kanten oder Ecken, wie schon aus der erwähnten Figur zu ersehen ist; im letzteren Falle dagegen stellt sich eine solche heraus, und zwar da, wo die Kniee auf dem Boden aufstehen. Die Erfahrung hat gelehrt, daß die Schiffe von der letzteren Construction steifer oder stabiler sind, d. h. im Wasser

nicht so leicht von einer Seite sich zur anderen neigen, sobald der Wind dagegen wirkt, oder sobald auf Deck oder im Inneren des Schiffes sich Lasten von der einen Seite zur anderen bewegen. Dieses Schwanken oder Hin- und Herneigen zeigt sich auffallender bei Schiffen der ersteren Construction und zwar in einem um so größeren Maße, je runder ihr Boden ist, je mehr sich überhaupt seine Gestalt der des Cylinders nähert. Schiffe, welche diese üble Eigenschaft besitzen, nennt man wrank. Es ist vorzugsweise in England eine Bauart der Schiffe gebräuchlich, bei denen man die Planken über auf den Kiel gestellte sogenannte Mallen, welche einstweilen die Stelle der Spanten vertreten, hinwegzieht und sie auch provisorisch daran befestigt. Ist der Schiffskörper in solcher Weise vollendet, so biegt man die eigentlichen Spanten oder Inhölzer, welche aus schwachen eichenen Streifen bestehen, darin ein, befestigt sie mit Klinknägeln an die Planken und schlägt schließlich die Mallen heraus. Eine solche Bauart hat den Vorzug, daß man Holz erspart und außerdem ein Schiff von ausnehmender Leichtigkeit bekommt. Allein ein Uebelstand ist damit verbunden, welcher darin besteht, daß in der Form der Spanten jede scharfe Krümmung, behufs des bequemeren Einbiegens derselben, vermieden werden muß, daß das Schiff also dadurch sehr wrank wird.

Trotzdem aber, daß Schiffe mit dem erwähnten Kahnböden stabiler sind, sich auch leichter ausführen lassen, besonders was das Plankenanbringen anbelangt, so zieht man doch dieser Construction die andere auf Kiel noch vor. Schiffe letzterer Art sind im Boden, eben weil sie keine scharfen Ecken und Kanten zeigen, weit weniger leicht Beschädigungen ausgesetzt und gewähren bei zweckmäßiger Formung immer noch die nöthige Stabilität.

Es erscheint nicht unpassend, hier noch Einiges über die Form und Krümmung des Schiffsstrakes zu sagen. Derselbe bildet in den meisten Fällen eine Curve, welche in der geometrischen Seitenansicht des Schiffes, ihre convere Seite dem Wasser zukehrt. In früherer Zeit war bei Seeschiffen diese Krümmung nicht unbedeutend, und nur in neuerer Zeit giebt man denselben, mit Ausnahme gewisser Arten von Schiffen, z. B. den holländischen Kuffen, eine flachere Gestalt. Mit solcher starken Krümmung des Strakes bezweckte man anfangs dem Durchbiegen oder sogenannten Rückenbrechen (hogging) der Schiffe, welches, wie bereits erwähnt, in einem Herabsacken des Vorder- und Hintertheiles besteht, auszuweichen. Allein hierdurch bewirkte man nur gerade das Gegentheil, was am deutlichsten an den erwähnten Kuffen zu sehen ist, welche, nachdem sie einige Jahre gefahren sind, sämmtlich durchgebogene Kiele haben. Der Strak bei Flußdampfschiffen weicht häufig von den eben beschriebenen ab, da er sich mehr einer geraden Linie nähert, die aber vorn, anstatt sich nach oben zu krümmen, eine schwache Biegung nach unten erhält. Man bezweckt damit Doppeltes; einmal soll der Schiffskörper so wenig wie möglich Windfang bieten, das andere Mal soll aber dadurch das Schiffsdeck an dieser Stelle dem Wasser etwas näher gebracht, und somit das Arbeiten mit den Staken und Schricken daselbst erleichtert werden. Auch vermindert man durch diese Lage des Straks das Gewicht des Schiffsvordertheils und beugt dadurch einem Herabsacken desselben vor.

Würde nun die Aufgabe gestellt, für einen gewissen Strom, ein Personendampfschiff zu entwerfen, so müßten zunächst die drei Hauptdimensionen, als Länge, Breite und Tiefgang für ein solches Schiff festgestellt werden, eine Arbeit, die nicht ohne genaue Kenntniß des zu befahrenden Stromes unternommen werden kann. Was zunächst die Länge anbelangt, so wird dieselbe durch die Breite des Stromes, durch das Fahrwasser, sowie durch die darin vorkommenden Krümmungen bestimmt. Ist z. B. ein Strom schmal und besitzt er viele scharfe Krümmungen, so müssen die für die Befahrung desselben herzustellenden Dampfschiffe kurz gehalten werden, damit dieselben zu wenden und Bogen sicher zu befahren im Stande sind. In den meisten Fällen wird das zulässige Maximum der Länge angenommen, weil man, wie bekannt, einzig und allein dadurch dem Schiffe bei möglichst großer Tragfähigkeit eine schlanke und für die Zertheilung des Wassers günstige Form zu geben vermag. Für die sächsische Elbstrecke beträgt dieses Maximum z. B. 160 Fuß, größer ist es auf dem Rhein und der untern Donau, auf amerikanischen Strömen steigt es auf 300 bis 320 Fuß. Die Breite des Schiffes richtet sich nach der Länge und dem Umstande, ob das Schiff von Holz oder Eisen gebaut ist. Als Minimum der Breite gilt bei hölzernen Schiffen $1/8$ seiner Länge, während dasselbe bei eisernen zu $1/12$ recht gut angenommen werden kann. Hölzerne Schiffe haben nämlich den Uebelstand, daß sie nach und nach in Folge der Maschinenlast in der Mitte durchsacken und zwar um so mehr, je schmäler sie im Verhältniß zu ihrer Länge sind. Weit weniger bemerkt man dies bei eisernen, die sich selbst auf längere Zeit beinahe ohne dergleichen Durchbiegung erhalten. Obwohl man nun bei hölzernen Schiffen allerhand Verstrebungen und Sprengwerke anbringt, um dieses Durchbiegen, welches dem Schiffe ein sehr häßliches Ansehen giebt, zu vermeiden, so kann man doch das Verhältniß der Breite zur Länge nicht geringer als $1/8$ annehmen. Allerdings giebt es in Amerika hölzerne Flußdampfschiffe, wo dieses Verhältniß sich auf $1/10$ bis $1/12$ vermindert, allein diese Schiffe erhalten durch einen größeren Tiefgang, ferner durch einen hohen Ueberbau, sowie durch eigenthümliche Hängewerke, die sich bei unsern kleinen Dampfböten nicht wohl anbringen lassen, die erforderliche Steifigkeit. Was endlich den Tiefgang des Schiffes

anbelangt, ſo bleibt keine große Wahl, da derſelbe von dem Fahrwaſſer abhängiger iſt, als jede andere Hauptdimenſion.

Nun zum Schluß noch einige Bemerkungen über das für ein Flußdampfſchiff zu wählende Baumaterial. Bereits in der Einleitung ſind die Vorzüge flüchtig aufgezählt worden, welche eiſernen Schiffen vor hölzernen gebühren. Eiſerne Schiffe haben kaum $^2/_3$ des Tiefganges von hölzernen gleicher Größe und Form, und ſchon deshalb eignen ſich dieſelben vortrefflich zur Befahrung von Flüſſen, wo ein geringer Tiefgang Haupterforderniß iſt. Ferner gewähren ſie, ſobald ſie in gutem Anſtrich erhalten werden, eine vielleicht 6 mal längere Dauer, und ſind bei weitem auch nicht ſo koſtſpieligen Reparaturen unterworfen, wie die hölzernen. Man gewinnt bei ihnen größere Räumlichkeiten im Innern, da alle Dimenſionen der einzubringenden Balken klein ſind und wenig Platz wegnehmen. Dazu kommt noch die geringe Feuergefährlichkeit und erhöhte Sicherheit gegen ein Volllaufen und Sinken durch Einſtellung von waſſerdichten Schotten. Der innere Schiffsraum wird nämlich durch dieſelben in mehrere Abtheilungen, gewöhnlich in fünf, geſchieden, und zwar in ſolcher Weiſe, daß zwei dergleichen den Maſchinenraum begrenzen, eines die Hintercajüte vom Hintergatt, und eines die Vordercajüte vom Vordergatt trennen. Bei Entſtehung eines Lecks kann deshalb immer nur eine Abtheilung volllaufen, während die übrigen vier leer bleiben und das Schiff über Waſſer zu halten vermögen. Einen großen Vortheil, welchen die eiſernen Schiffe vor den hölzernen beſitzen, haben wir bereits erwähnt; er beſtand darin, daß man die erſteren weit ſchmäler im Verhältniß zur Länge bauen kann, wodurch ſchärfere und für Zertheilung des Waſſers günſtigere Formen erzielt werden.

Wenn trotz dieſer vielen Vorzüge, welche eiſerne Schiffe vor den hölzernen beſitzen, auf manchen Flußſtrecken, wie z. B. auf dem ſächſiſchen Theile der Elbe, ausſchließlich letztere jetzt Anwendung finden, ſo hat dies ſeine Urſache lediglich darin, daß ein Auffahren auf Kiesgrund, Steine und dergl. weit ungefährlicher iſt, als bei eiſernen. Während bei erſteren das Leck gewöhnlich in einem leicht verſtopfbaren Riß der Planken beſteht, ſtellt es ſich bei letzteren nicht ſelten als eine vollſtändige Entblößung der Spanten von ihrer Haut heraus. Die dadurch entſtehenden Reparaturen ſind allerdings koſtſpielig und man kann es einer Geſellſchaft nicht verdenken, wenn ſie ſich ſchon deshalb für hölzerne Schiffe entſcheidet. Doch habe ich zu bemerken Gelegenheit gehabt, daß die meiſten Dampfſchiffe, welche auf der Donau von Wien abwärts nach Preßburg und Peſth fahren, ganz in Eiſen ausgeführt ſind, obwohl auf dieſer Stromſtrecke die Gefahr des Auffahrens weit größer iſt, als auf der Elbe, da dieſelbe ſich noch in einem ziemlich unregulirten Zuſtande befindet, und auch grobe Geſchiebe führt. Die Bühne in jenen Schiffen beſteht aus einzelnen Tafeln, die herausgehoben werden können, und wodurch es möglich iſt, vorkommende Lecke in den meiſten Fällen ſogleich zu verſtopfen. Nothwendig bleibt es immer, die Bodenfläche etwas ſtark, vielleicht $^3/_8$ Zoll zu halten, damit ein Durchſtoßen nicht ſo leicht vorkommen kann. Dem Schiffe einen hölzernen Boden zu geben und die Seitenwände von der Kimmung an in Eiſen auszuführen, dürfte hinſichtlich der Zweckmäßigkeit deshalb noch in Frage zu ziehen ſein, weil die Nath zwiſchen Eiſen und Holz ſchwer dicht zu bringen iſt. Ein Auskunftsmittel bleibt noch übrig, nämlich dem eiſernen Schiffsboden auswendig eine mäßig ſtarke Holzverkleidung zu geben, welche jeder Verletzung vorbeugt. Von den Mehrkoſten abgeſehen, hat dieſe Methode jedoch den Uebelſtand, daß man dadurch den Tiefgang des Schiffes vergrößert, und ſomit einen der wichtigſten Vorzüge eiſerner Schiffe zum Theil wieder aufhebt.

Bei eiſernen Schiffen ſtellt man die Spanten oder das Gerippe des Schiffes in Winkeleiſen her, und die Außenhaut durch Blechtafeln in ſogenanntem Klinkerverband, d. h. in einem Verband, wo die obere Seite der Tafel durch die untere der darüber folgenden überdeckt wird. Die Nieten erhalten bei Flußdampfſchiffen wegen der Schwäche des Bleches keine verſenkten Köpfe, ſondern es bleiben letztere auswendig wie inwendig ſtehen. Steven, Ruder und Radkaſten werden gleichfalls in Eiſen hergeſtellt, das Deck dagegen und die Deckbalken jedesmal in Holz. Die Dichtung der unter Waſſer befindlichen Außenhaut des Schiffes wird theilweiſe durch das ſcharfe Einziehen der Nieten hergeſtellt, außerdem aber auch noch durch ein Umſchlagen oder Verhauen der auf einander liegenden Blechkanten. Die ſogenannten Kolſen im Schiffsraume, welche der Maſchine als Unterlage dienen und, wie ſchon anfangs erwähnt, dem ganzen Gefäß Steifigkeit verleihen ſollen, werden gleichfalls in Winkeleiſen, und zwar in I-Form hergeſtellt.

Beschreibung der Weißeritz-Ueberbrückung in Dresden.

(Verbindung der Schäferstraße mit der Stiftstraße.)

Von

J. G. Hartmann.

(Hierzu Taf. 27.)

Diese Brücke, welche aus einem einzigen 60 Fuß weit gespannten sehr flachen Bogen besteht, ist unstreitig eines von denjenigen Bauwerken, die sich weniger durch Großartigkeit oder schwierige Ausführung, als vielmehr dadurch auszeichnen, daß den statischen und ästhetischen Ansprüchen, welche man an jedes Bauwerk zu machen berechtigt ist, hier trotz der Kühnheit des Bogens in einer Weise entsprochen ist, wie man es gewiß an wenig Bauwerken findet. Die Wahrheit dieser Behauptung liegt schon in der allgemeinen Anerkennung, welche diese Brücke bei Laien und Sachkennern findet.

Das Verhältniß zwischen Spannweite und Pfeilhöhe ist hier ein solches, wie es wohl selten der Fall ist, außer wenn man von einigen größeren ausgeführten Bögen vielleicht die Scheitelpartie mit Weglassung eines Theiles der auf dem Widerlager fußenden Gewölbschenkel für sich und mit Berücksichtigung des Krümmungshalbmessers betrachtet, dessen größere oder geringere Länge für den gegen den Schlußstein und die Widerlager wirkenden horizontalen Druck allerdings allein maßgebend ist, und sonach eigentlich für die Kühnheit des Bogens das entscheidende Merkmal bildet. Nichtsdestoweniger gehört aber diese Brücke unstreitig mit unter die flächsten, die man in Sandstein ausgeführt hat, und es war deshalb auf die Construction und Ausführung des Widerlagers ein besonderes Augenmerk zu richten.

Vor Erbauung des Viaduktes der Sächsisch-Böhmischen Staatseisenbahn auf dem rechten Weißeritzufer befand sich an der Stelle der jetzigen Brücke blos ein Steg für Fußgänger, während alles Fuhrwerk durch den Fluß fahren mußte. Dieser an sich schon für den schnellen und bequemen Verkehr sehr erhebliche Uebelstand wurde aber durch den besagten Viaduktbau noch größer, indem man wegen der Nähe desselben am Flusse, letzteren gar nicht mehr passiren konnte und behufs der Verbindung zweier Stadttheile blos auf einen Steg angewiesen war. Unter solchen Umständen war die Erbauung einer soliden Brücke nicht mehr zu umgehen, und wurde der Wasserbaudirector Lohse mit der Anfertigung und Ausführung des Projectes vom Staate beauftragt. Die specielle Bauführung war dem Wasserbauconducteur Rüdrich übertragen.

Der Bau wurde im Herbste des Jahres 1852 in der Hauptsache bendigt, so daß blos noch das Legen des Trottoirs und das Aufbringen der Chausirung für das nächste Jahr verblieb, wo sie dann auch sofort dem öffentlichen Verkehr übergeben wurde.

Im Folgenden will ich nun in der Kürze der sowohl auf die Construction als auch auf die verwendeten Materialien bemerkenswerthen Einzelheiten gedenken, und schließlich der aufgewendeten Baukosten erwähnen.

Die Niveauverhältnisse der Stiftsstraße und deren Ueberbrückung durch den Viadukt der Sächsisch-Böhmischen Staatseisenbahn, welche letztere für die Richtung der gegenwärtigen Weißeritzbrücke insofern maßgebend war, als die Are dieser mit der Gewölbare des ersteren in dieselbe Richtung fallen mußte, waren der Art, daß mit Berücksichtigung der geringen, blos 8 bis 10 Fuß betragenden Uferhöhe und des für die oft sehr hohen Frühjahrsanschwellungen des Weißeritzflusses benöthigten Fluthraumes, das Straßenprofil und sonach auch die wesentlichsten Dimensionen des Brückenbogens für den Weißeritzübergang sehr scharf begrenzt und vorgeschrieben waren. In Bezug auf den gewöhnlichen Sommerwasserstand der Weißeritz, wie er auch der beigehenden Zeichnung zu Grunde gelegt ist, beträgt die für den Bogenkämpfer maßgebende Hochfluthhöhe 5 Fuß, die Höhe der Stiftsstraße unter dem 18 Fuß im Lichten hohen Viaduktbogen der Sächsisch-Böhmischen Staatseisenbahn aber blos 7 Fuß, und von diesem Punkte aus war das Straßen- und Brückenprofil so zu construiren, daß trotz der geringen Entfernung zwischen dem Bogenscheitel und der Stirnseite der Stiftsstraßenüberbrückung die zwar unvermeidliche Steigung doch auf das zuläßige Minimum reducirt, d. h. dem zu schlagenden Brückenbogen die möglichst geringste Ueberhebung über seine, durch die Hochfluth bestimmte Kämpferhöhe zu geben war. So gelangte man zu der, im Vergleich zur Spannung von 60 Fuß, nur sehr geringen Stichhöhe von 5 Fuß.

Ebenso war auch, um die besagte Steigung nach der Brücke möglichst zu erniedrigen, die Abgleichung derselben nicht wagerecht, sondern gewölbt herzustellen, um so die gegebene Steigung auf eine größere Länge vertheilen zu können. Hierdurch wäre zwar am Ende die bogenförmige Abgleichung der Brücke nicht gerade auch auf den Hauptsims

und die Balluſtrade auszudehnen geweſen, allein der Trottwirbelag, der doch in Bezug auf die Höhe parallel mit der Balluſtrade zu legen war, wenn er nicht zu Störungen in der Architektur derſelben Anlaß geben ſollte, wäre dann an beiden Enden der Brücke bei ſeiner wagrechten Lage mit 3 Stück 8 Zoll hohen Stufen an jedem der beiden Enden zu erſteigen geweſen, und um dieſer Unbequemlichkeit zu begegnen, arbeitete man die Stirnwölbſteine auf ihrer Oberſeite nach einem Kreisbogen von 217,38 Fuß Radius ab, worauf dann parallel Hauptſims und Balluſtrade gebracht wurden. Dieſe durchgeführte Wölbung der ganzen Bogengliederung trägt übrigens am weſentlichſten zur Gefälligkeit des ganzen Bauwerks bei, indem der Eindruck der Stabilität des Bogens hierdurch merklich befördert und erhöht wird.

Der Baugrund für die beiden Widerlagspfeiler war hier grobes Gerölle und mit beſonderer Rückſicht darauf, daß bei Anlage des Eiſenbahnviaduktes die Weißeritz von oberhalb der fraglichen Ueberbrückung bis zur Einmündung in die Elbe auf eine Normalſohlenbreite von 60 Fuß regulirt war, und das Reißende des früheren Waſſerlaufes ſo auf einen ruhigen, wenn auch immer noch ſchnellen Waſſerlauf zurückgeführt war, wurde als Gründung eine 2 Fuß ſtarke und 3 Fuß unter dem Sommerwaſſerſpiegel liegende Bétonſchicht, welche man auf der Waſſerſeite mit einer Herdwand umſchloß, nach den im Grundriſſe punktirt angegebenen Linien als genügend erachtet. Hierauf folgte eine auf der Waſſerſeite vollſtändig deckende, auf der Landſeite aber um 9 Zoll zurückſpringende Rollſchicht von 2 F. im Quadrat ſtarken Quadern von 4 bis 6 Fuß Länge. Bis zur Kämpferhöhe folgen noch 3 dergleichen Schichten und als Bogenwiderlager noch 2, wie der Längendurchſchnitt zeigt. Sämmtliche Mauerſchichten incl. der Rollſchicht ſind als ſogenannte Käſtelmauer mit Hurzelausmauerung aufgeführt. Außerdem iſt aber auch noch jede untere mit der nächſt obern Schicht durch 12 Stück auf den Kopf geſtellte 2 Fuß im Quadrat ſtarke und 4 Fuß lange Quader verbunden, um dem durch den Bogen zunächſt auf die beiden oberſten Mauerſchichten übertragenen ſehr beträchtlichen Horizontaldrucke durch eine Vertheilung auf ſämmtliche Widerlagsſchichten möglichſt wirkſam entgegen zu treten.

Die auf den Kopf geſtellten Quader ſind durch Füllmauerwerk von Grundſtücken mit den betreffenden Schichten verbunden. Das ganze Widerlager hält in der Kämpferſchicht eine Länge von 30 F. und als Breite excl. der 12 F. im Durchmeſſer haltenden Pfeilerköpfe die Gewölbbreite von 32 Fuß.

Die Dimenſionen des Bogens ſind bei 60 Fuß Spannweite 5 Fuß Stich und 32 Fuß Tiefe. Die Scheitelſtärke beträgt 3 Fuß und dieſe wächſt bis zum Widerlager ſtetig bis zu 4 Fuß 2 Zoll an. Die innere Wölblinie hat 92,5 Fuß, die mittlere Wölblinie 112,26 Fuß und die äußere am Stirnbogen 217,38 Fuß Radius, wobei hier die Wölbſteine eine Höhe von 5 Fuß 9 Zoll am Widerlager meſſen. *) Der Bogen ſelbſt iſt an der inneren Wölbfläche aus 2 Fuß im Quadrat ſtarken Quadern, alſo aus lauter Kopfſteinen hergeſtellt. Nur die Anfänger an den Stirnſeiten wechſeln mit 2 und 3 Fuß Länge, auf der Lagerfuge gemeſſen, ab. Sowohl die Bogenſchenkel als auch das Widerlager ſind behufs einer über die ganze Mauerwerksoberfläche anzubringenden gleichmäßig ablaufenden 6 Zoll ſtarken Bétonſchicht wegen des Schutzes gegen die Tagesfeuchtigkeit mit Hurzelmauerwerk überſchlagen wie der Längendurchſchnitt zeigt.

Die ganze obere Breite der Brücke zwiſchen den Balluſtraden mißt 32 Fuß, wovon auf jeder Seite 4 Fuß für das Granittrottoir kommen, ſo daß für die eigentliche Straßenbreite ſonach blos 24 Fuß verbleiben. Anfangs war zwar die ganze Breite der Brücke zu 40 Fuß projectirt, wobei alſo eine Straßenbreite von 32 Fuß verblieben wäre; allein aus hier jedenfalls übel angebrachter Sparſamkeit erfolgte dieſe weſentliche Reduction der Breite, was in Berückſichtigung der vielleicht bald zur Ausführung kommenden neuen Straße, welche vom Poſtplatze ausgehend die ganze Wilsdruffer Vorſtadt in gerader Linie bis zur Ueberbrückung der Stiftsſtraße durchſchneidet, um von hier durch dieſe neue Weißeritzbrücke mit der Friedrichsſtadt, zunächſt aber mit der Schäferſtraße in Verbindung zu kommen, recht bald fühlbar werden möchte. Uebrigens ſteht auch die hierdurch gemachte Erſparniß, wie man zum Schluß erſehen wird, durchaus in keinem Verhältniß zur ganzen urſprünglichen Anſchlagsſumme und noch weniger zu der vermehrten Bequemlichkeit, welche dem hier ſpäter gewiß ſehr lebhaft werdenden Verkehr geboten worden wäre.

Nicht unerwähnt darf ich die für die äußere Decoration der Brücke gut gewählte Zuſammenſtellung der Sandſteine nach ihrer verſchiedenen Farbe, laſſen, womit gleichzeitig auf die größere oder geringere Witterungsbeſtändigkeit nach ihrer mehr oder weniger freien Lage, Rückſicht genommen iſt. So ſind z. B. der eigentliche Bogen ſowie die Pfeilerköpfe aus dem gelblichweißen liebethaler Sandſteine, die Balluſtraden und Poſtamente aus cottaer Sandſtein, die von graulichweißer Farbe ſind, und alle deckenden und bekrönenden Glieder aus rothen hüttengrunder Sandſtein angefertigt, während das innere Mauerwerk meiſt aus kirchleithener Sandſtein hergeſtellt iſt. Der rothe hüttengrunder Sandſtein iſt der feſteſte und wetterbeſtändigſte unter allen Sandſteinvarietäten der ſächſiſchen Schweiz.

*) Die Kaiſer Franzensbrücke über die Terl bei Carlsbad machte vor mehreren Jahren während und nach ihrer Erbauung wegen ihres weit und flach geſpannten Bogens nicht geringes Aufſehen. Sie hat bei 96 Fuß Spannung 13½ Fuß Stich, was einem Krümmungshalbmeſſer von 92,08 Fuß entſpricht. Ihre Scheitelſtärke übertrifft die der fraglichen Weißeritzbrücke noch um Erhebliches.

Bevor ich die Baukosten erwähne, will ich, der besseren Beurtheilung derselben wegen, noch einiger Einzelheiten in Bezug auf die verwendeten Rüstungen und die zur Gründung verwendete Bétonmasse anführen.

Diese letztere ist nämlich ein mechanisches Gemenge von Sandsteinknack, Grand und gleichen Volumtheilen fetten und magern Kalk. Der Sandsteinknack wurde durch Zusammentreiben und Zerkleinen des Spitzschuttes bis zu würfelähnlichen Steinchen von $^5/_4$ oder $^6/_4$ Zoll Seite gewonnen. Der Grand wurde durch zweimaliges Durchwerfen des in der Nähe an der Weißeritzmündung gebaggerten Elbkieses so gewonnen, daß er aus lauter kleinen Kieseln zwischen $^1/_2$ und $^1/_4$ Zoll Durchmesser bestand. Der Kalk, zu gleichen Theilen Spitzgrunder und Schweinsdorfer, wurde durch Eintünchen in Körben gelöscht. Die Bereitung des Bétons geschieht nun so, daß auf einer Dielung z. B. 2 Cubikfuß Grand mit 1 Cubikfuß Kalkmehl von schweinsdorfer Kalk und 1 Cubikfuß von spitzgrunder Kalk unter der nöthigen Wasserzugabe gehörig umgearbeitet und dann als dicke breiartige Masse noch mit 4 Cubikfuß des erwähnten Sandsteinknacks gleichmäßig vermischt wird.

Das Bereiten dieser Masse, sowie das mit Handkarren bewerkstelligte Einbringen in die Baugrube, muß wegen des schnellen Erhärtens derselben möglichst rasch vor sich gehen, damit besonders die Verbindung der Masse unter sich in der Baugrube eine möglichst vollständige werde, zu welchem Zwecke auch ein leichtes Rammen derselben in der Baugrube vortheilhaft ist. Die zur beschriebenen Bereitung dieser Bétonmasse verwendeten oder angenommenen 8 Cubikfuß Materialien, füllen aber in der Baugrube blos einen Raum von 5,55 Cubikfuß und liegt dieses Eingehen des Volumens lediglich in der durch das Wasser vermittelten innigeren Mischung und Berührung der Gemengtheile, da besonders der Steinschlag, aber auch der Grand dem Kalke viel Zwischenräume zur Aufnahme bieten. Der Cubikfuß von dieser Masse incl. des Einbringens in die Baugrube kostet circa 1,75 Ngr. Das Einbringen der Masse in die Baugrube kann nur nach erfolgter Trockenlegung derselben geschehen, da sonst, wenn nicht besondere Vorkehrungen getroffen werden, durch das Einwerfen derselben in das Wasser die feineren und bindenden Theilchen der Masse leicht zum Theil ausgewaschen würden.

Bei dem hier angewendeten Lehrgerüst war das besonders für flache Gewölbe zweckmäßige Centralsäulensystem vertreten. Das Lehrgerüst mußte ebenso wie die Wölbung selbst besonders gut hergestellt werden und daß dies wirklich erfolgt war, bewies die für einen so flachen Bogen beim Ausrüsten nur sehr unbedeutende Senkung von $^3/_8$ Zoll.

Zur Rüstung behufs des Aufhebens der Wölbsteine, der Simsstücken, des Uebermauerungs- und sonstigen Materiales für die Widerlager bediente man sich des beim Bau der Marienbrücke verwendeten Hochgerüstes, sowie der hierzu eingerichteten Hebemaschinen. Es bestand dasselbe aus 2 vertical und auf eingerammten Pfählen ruhenden, regelmäßig abgebundenen Gerüstwänden, welche von der Brückenaxe nach beiden Seiten 21 Fuß, demnach überhaupt 42 F. von einander entfernt waren. Dieselben waren unter sich zur unveränderlichen Erhaltung dieser Entfernung durch Zangen verbunden, während sie von der Außenseite durch angebolzte Streben in der verticalen Stellung erhalten wurden. Der die 12 Fuß entfernten Gerüststiele verbindende Rahmen trug ein Schienengleis, auf welchem sich ein auf vier eisernen Flanschenrädern ruhender und mittelst zweier Kurbeln beweglicher aus 2 verzahnten Trägern bestehender Schlitten auf der ganzen Länge der Rüstung (welche natürlich die Länge der Brücke incl. der Widerlager noch etwas übertraf) hin und her bewegen ließ; dieser Schlitten selbst trug aber auf seinen beiden verzahnten Trägern, welche mit Schienen von Winkeleisen versehen waren, wieder einen fahrbaren Haspel, welcher das Aufheben und Niederlassen der Materialien an den Ort ihrer Verwendung zu verrichten hatte. Durch die Combination dieser beiden sich rechtwinkelig kreuzenden Bewegungen war somit jeder zwischen den Gerüstwänden irgendwie gelegene Punkt zu erreichen, was die Arbeit nicht nur wesentlich erleichtern und beschleunigen, sondern auch eine bedeutende Ersparniß an Arbeitslohn bedingen mußte.

Die Zuförderung der Steinmaterialien, da selbige oberhalb der neuen Eisenbahn oder Marienbrücke ausgeschifft wurden, erfolgte durch eine von hier aus bis zum Bauplatze unter der Marienbrücke weg und auf dem rechten Weißeritzufer entlang gelegte Hilfsbahn, welche durch eine Drehscheibe wieder mit einem dicht an der inneren Seite der thalwärts gelegenen Rüstwand hinlaufenden Gleise verbunden war, so daß die auf den kleinen Transportlowrys ankommenden Materialien unmittelbar bis unter die Hebemaschinen gelangen konnten. Daß sich unter solchen Umständen die gesammte Bausumme verhältnißmäßig sehr niedrig herausstellen mußte, liegt auf der Hand. Die Hauptursache des wirklich geringen Bauaufwandes war aber die, daß die sämmtlichen Rüstungen, Hebezeuge, Schienen, Drehscheiben, Lowrys und manche andere Baugeräthschaften sämmtlich vom beendigten Viaduktbaue der Böhmischen Staatseisenbahn zum hiesigen Gebrauche abgegeben wurden.

Der Anschlag für die erst auf 40 F. Breite projectirte Brücke belief sich auf 10648 Thlr. Die spätere Reduction der Breite auf 32 F. war zu 8988 Thlr. veranschlagt und der wirkliche Aufwand für die ganze Brücke incl. Chaussirung und mehrere kleinere Nebenbauten erreichte die Höhe von 8819 Thlr. 14 Ngr. 6 Pf.

Bemerkungen über die sogenannte Antifrictionscurve und deren Anwendbarkeit bei dem Maschinenbau.

Von

C. R. Brückmann,

Professor an der Bergacademie zu Freiberg.

(Hierzu Fig. 1 bis 4, Taf. 28).

Im Juniheft der Zeitschrift: „The Practical Mechanics Journal“ 1849 erschien unter der Ueberschrift „Schiele's Antifrictionscurve“ ein Aufsatz*), worin der Verfasser darauf hinweist, daß bei Ventilen und anderen Maschinentheilen, welche eine Drehbewegung und gleichzeitig einen Druck in der Richtung ihrer Drehungsare erfahren, eine ungleichförmige Abnutzung an den Berührungs- oder Auflagerungsflächen eintrete, und daß namentlich bei conischen Hähnen das dickere Ende sich schneller abnutzen müsse, als das dünnere, da bei Drehung des Hahnes jeder Punkt am dickeren Ende einen größeren Reibungsweg zurückzulegen hat, als ein Punkt am dünneren Ende. Die Folge davon ist, daß der Hahn undicht und fester angezogen wird, als eigentlich nöthig ist, und nun um so schneller sich abnutzt. Diesen Uebelständen läßt sich nach Schiele's Vorschlag dadurch abhelfen, daß man den Hahn in Gestalt eines Rotationskörpers ausführt, dessen erzeugende Curve eben eine gleichförmige Abnutzung des Hahnes und Hahngehäuses und somit einen stets dichten Schluß bedingt.

Schiele giebt irrigerweise und ohne allen Beweis an, daß die angeführten Bedingungen ein Rotationskörper erfülle, dessen Oberfläche durch Rotation einer gemeinen Tractorie oder Zuglinie**) um ihre Asymptote als Are beschrieben wird. Nachstehende Zeilen haben nun den Zweck, die Unrichtigkeit dieser und mehrerer anderer Behauptungen Schiele's zu beleuchten und nachzuweisen: 1) welches die zweckmäßigste Form für Hahnventile ist, und 2) daß es nur bedingungsweise zweckmäßig sei, Zapfenstifte stehender und anderer Wellen, welche einen Druck in der Richtung ihrer Are auszuhalten haben, nach der Curve der gleichförmigen Abnutzung zu gestalten.

*) Uebersetzt im polytechnischen Centralblatt, 1849, S. 970.

**) Diese Curve kann man sich bekanntlich dadurch entstanden denken, daß in einer Horizontalebene ein undehnsamer Faden AB, an dessen Ende bei B eine träge Masse, z. B. ein Stein angeschlossen ist, mit seinem anderen Ende A auf einer Geraden AY fortgezogen wird, welche auf AB in seiner anfänglichen Lage rechtwinkelig steht; hierbei beschreibt der Schwerpunkt des Steines eine krumme Linie, bei welcher die Länge der Tangenten zwischen der Curve und der Asymptote AY constant und zwar gleich der Länge des Fadens AB ist. Schiele hat am angeführten Orte ein sehr einfaches Instrument angegeben, welches dazu dient, derartige Curven zu beschreiben.

1) Zweckmäßigste Form von Hahnventilen.

Die Abnutzung der verschiedenen Theile der Mantelfläche eines conischen Hahnventiles hängt, abgesehen vom Materiale und der Beschaffenheit der sich reibenden Flächen, ab: 1) von der Intensität des Reibungswiderstandes an den einzelnen Flächenelementen, und 2) von der Länge des Weges, welchen einzelne Elemente der Reibungsfläche bei einer ganzen oder theilweisen Umdrehung des Hahnes zurücklegen. Insofern nun die Intensität der Reibung an den einzelnen Flächenelementen dem auf dieselben wirkenden Normaldrucke proportional ist, kann man behaupten, daß die Abnutzung irgend eines Elementes der Mantelfläche eines Hahnes proportional sei dem Produkte aus dem auf dieses Element wirkenden Normaldrucke und der Weglänge, welchen dieses Element bei einer Drehung um einen gewissen Winkel ω zurücklegt. Da aber dieses Product, multiplicirt mit dem bezüglichen Reibungscoefficienten, die hierbei verzehrte mechanische Arbeit der Reibung jenes Elementes darstellt, so können wir unsere Behauptung auch so fassen: die Abnutzung jedes Elementes der Mantelfläche eines Hahnventiles ist der mechanischen Arbeit des Reibungswiderstandes an diesem Elemente direct proportional.

Es stelle nun Fig. 1 ein Stück eines Hahnconoides, welches die Bedingung der gleichförmigen Abnutzung erfüllt, im Aufrisse, Fig. 2 in der unteren Ansicht dar. Sein größter Halbmesser AB sei $= a$, der kleinste $CH = b$; der Druck in der Are ACY, welche wir hier, der Kürze der Bezeichnung wegen, vertical voraussetzen wollen, $= Q$. Denkt man sich den Hahn durch Schnitte rechtwinkelig zur Are AY in unendlich dünne Scheiben wie DEE_1D_1 zerlegt, bei welchen durchgängig die Normalprojection der Seitenlinie EE_1 gegen AB gleich $NN_1 = dx$ sein soll; zerlegt man ferner die Mantelfläche jeder solchen Scheibe durch unendlich viele radiale Schnitte in Elemente EJJ_1E (Fig. 2), und geht von dem Grundsatze aus, daß der auf jedes Flächenelement wirkende Verticaldruck $dQ = q$ der Horizontalprojection des Elementes proportional sei, so ist, wenn man den Winkel ECJ (Fig. 2) $= d\varphi$, $AN = x$, $EN = y$ setzt, die Horizontalprojection eines Elementes:

$$EE_1J_1J = x \cdot d\varphi \cdot dx;$$

der darauf wirkende Verticaldruck q ergiebt sich aus der Proportion:

$$q : Q = (x \,.\, d\varphi \,.\, dx) : (a^2 - b^2)\pi.$$

1) $$q = \frac{Q \,.\, d\varphi}{(a^2 - b^2)\pi} \,.\, x \,.\, dx.$$

und zerlegt sich in den die Reibung erzeugenden Normaldruck n (Fig. 1), und den Horizontaldruck h; letzterer wird durch den Horizontaldruck —h des diametral gegenüber liegenden Elementes DD_1 der Umfläche des Konoides aufgehoben. Nun ist, wenn man den Winkel ETX, welchen die Tangente an E mit der Abscissenaxe AX einschließt, α nennt:

$$n = \frac{q}{\cos(\pi - \alpha)} = -\frac{q}{\cos\alpha}, \text{ also}$$

2) $$n = -\frac{Q \,.\, d\varphi}{(a^2 - b^2)\pi} \,.\, \frac{x \,.\, dx}{\cos\alpha}.$$

Dreht sich der Hahn um den Winkel ω, so legt der Punkt E den Weg $x\omega$ zurück; nennt man also den bezüglichen Reibungscoefficienten f, so ist die bei jener Drehung verzehrte Arbeit der Reibung pro Element:

3) $$dL = fnx\omega = -\left[\frac{fQ\,d\varphi\,dx\,\omega}{(a^2 - b_2)\pi}\right]\frac{x^2}{\cos\alpha}.$$

Soll nun die Abnutzung aller Elemente gleich groß sein, so muß hier dL eine constante Größe d. h. $\frac{x^2}{\cos\alpha}$ constant sein, da der eingeklammerte Ausdruck nur constante Factoren enthält.

Für $x = a$ gehe α über in α_1, mithin gilt für die das Profil des Hahnventiles bildende Curve die Bedingung:

4) $$\frac{x^2}{\cos\alpha} = \frac{a^2}{\cos\alpha_1} \text{ oder } x^2 = a^2 \,.\, \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_1}$$

Bei der fraglichen Curve verhalten sich also die Quadrate der Abscissen wie die Cosinus der zugehörigen Tangentenwinkel.

Die Arbeitsgröße dL wird mithin auch

5) $$dL = -\frac{fQ \,.\, d\varphi \,.\, dx \,.\, \omega}{(a^2 - b^2)\pi} \,.\, \frac{a^2}{\cos\alpha_1}$$

gesetzt werden können und unter übrigens gleichen Umständen ein Minimum werden, wenn $-\cos\alpha_1$ ein Maximum d. h. $\alpha_1{}^0 = 180^0$ gemacht wird. Dieser Annahme entspricht natürlich auch das Minimum der Abnutzung.

Ferner folgt aus Gleichung 4), da darin weder f noch Q auftritt, daß die geometrische Form eines Hahnventiles mit gleichförmiger Abnutzung weder vom Materiale des Hahnkörpers und Hahngehäuses, noch von dem Arendrucke Q abhängig ist.

Um weitere Eigenschaften der zu untersuchenden Curve zu ermitteln, setzen wir, indem wir nach Obigem $\alpha_1{}^0 = 180^0$ annehmen,

$$x^2 = -a^2\cos\alpha$$

und bezeichnen das Differenzial des Bogens mit ds.

Nun ist hier:

$\cos(\pi - \alpha) = -\cos\alpha = \frac{dx}{ds}$ zu setzen, daher:

$$x^2 = \frac{a^2 \,.\, dx}{ds} \text{ oder}$$

6) $$ds = a^2 \,.\, \frac{dx}{x^2}, \text{ woraus:}$$

7) $$s = a^2 \int_{x_,}^{x_{,,}} \frac{dx}{x^2} = a^2\left(\frac{1}{x_,} - \frac{1}{x_{,,}}\right) = a^2\left(\frac{x_{,,} - x_,}{x_, x_{,,}}\right) \text{ folgt,}$$

wenn die den Endpunkten des Bogenstückes s entsprechenden Abscissen bezüglich mit $x_,$ und $x_{,,}$ bezeichnet werden.

Für

$HB = S$ ist $x_, = CH = b$ und $x_{,,} = AB = a$, mithin

8) $$HB = S = \frac{a(a - b)}{b}.$$

Dieser Ausdruck ist sehr bequem zu construiren, denn zieht man (Fig. 3) HP parallel zu AY, macht $AP_1 = AP = b$, zieht die Gerade BP_1, fällt von P aus die Normale PR gegen BP_1 und verlängert dieselbe bis zum Durchschnitte mit der Geraden BK in K, welche rechtwinkelig auf AB steht, so stellt BK die Länge des Curvenstückes BH dar; denn aus den beiden ähnlichen Dreiecken ABP_1 und PBK folgt:

$$BK : PB = AB : AP_1,$$

$$BK = \frac{AB}{AP_1} \,.\, BP = \frac{a(a - b)}{b}, \text{ also}$$

$$BK = BH = S.$$

Aus Gleichung 6) folgt fernerweit, wenn wir

$ds = \sqrt{dx^2 + dy^2}$ einführen,

9) $$dy = -\sqrt{\left(\frac{a^4}{x^4} - 1\right)} \,.\, dx = -\frac{\sqrt{a^4 - x^4}}{x^2} \,.\, dx$$

(negativ, da y abnimmt, wenn x wächst).

Die so erhaltene Differenzialgleichung unserer Curve bezogen auf das rechtwinkelige Coordinatarensystem AXY mit dem Punkte A als Anfangspunkt gilt auch für eine Curve, welche beschrieben wird, wenn eine an den horizontalen Faden AB (Fig. 3) angeschlossene, träge Masse auf einer horizontalen Ebene mittelst dieses Fadens so fortgezogen wird, daß das zweite Ende A des Fadens auf der Axe AY fortgleitet und die Länge des Fadens stets in der Weise vergrößert wird, daß das zwischen einem Punkte E (x,y) jener Curve und der Axe AY enthaltene Stück der Tangente T_1E, d. h. die variable Fadenlänge $= \frac{a^2}{x}$ ist, wenn man wie vorher $AB = a$, $AN = x$ und $NE = y$ setzt; denn unter Annahme dieser Entstehungsweise erhält man:

$$\frac{T_1E}{x} = \frac{ds}{dx} \text{ oder } \frac{a^2}{x^2} = \frac{ds}{dx} \text{ (wie in Gleichung 6)}$$

und $\sqrt{dx^2 + dy^2} = \frac{a^2}{x^2} \,.\, dx$ also

$$dy = -\sqrt{\left(\frac{a^4}{x^4} - 1\right)} \cdot dx, \text{ (wie in Gleichung 9).}$$

Durch Integration der gefundenen Gleichung erhält man, wenn man x und y in Theilen von a ausdrückt, also a als Einheit annimmt:

$$11) \qquad y = -\int \frac{\sqrt{1-x^4}}{x^2} \cdot dx.$$

Will man dieses Integral in eine Reihe auflösen, so hat man zur Bestimmung der Constanten die Beziehung, daß für $x=1$ $y=0$ wird. Durch Anwendung der Simpson'schen Regel findet man:

für $x = 1/4$ $y_1 = 2{,}3640$
„ $x = 1/2$ $y_2 = 0{,}8381$
„ $x = 3/4$ $y_3 = 0{,}1512.$

Diese Werthe reichen in der Mehrzahl der Fälle zu einer hinreichend genauen Construction der Curve aus. Berücksichtigt man überdies, daß für $x=o$ $y=\infty$ wird, also die Are AY Asymptote unserer Curve sein muß, so läßt sich letztere, wie Fig. 3 zeigt, leicht construiren; dabei kann man, wie auch hier geschehen ist, Nutzen daraus ziehen, daß die Tangentenlängen T_1E zwischen der Curve und der Are $AY = \frac{1}{x}$ d. h. die reciproken Werthe der Abscissen sind.

Die praktische Ausführung von Hahnventilen mit gleichförmiger Abnutzung wird jedenfalls erleichtert, wenn man, wie in Fig. 4, nur den etwa innerhalb der Grenzen $x_{,}=0{,}314.a$ und $x_{,,}=0{,}75.a$ enthaltenen Theil der Curve zum Hahnprofile benutzt, obwohl dadurch bei gleicher Höhe des Hahnes ein etwas größerer Durchmesser bedingt wird.

Legt man bei der Construction von Hahnventilen die in Fig. 4 benutzten Verhältnisse zu Grunde, so ist, wenn man den Durchmesser der Röhrenleitung, in welche der Hahn eingeschaltet werden soll, mit d bezeichnet, der Parameter OZ der zu benutzenden Curve ZR

$$a = OZ = 1{,}284 \cdot d \text{ zu machen.}$$

Den Abscissen

$$ON_1 = 1/4\,OZ,\quad ON_2 = 1/2\,OZ,\quad ON_3 = 3/4\,OZ$$

entsprechen dann die Ordinaten

$$N_1P_1 = 3{,}035 \cdot d;$$
$$N_2P_2 = 1{,}076 \cdot d;$$
$$N_3P_3 = 0{,}194 \cdot d;$$

Ferner hat man die halbe Höhe der Durchgangsöffnung

$$CB = CJ = 2/3\,d,$$
$$AC = 0{,}16 \cdot d,$$
$$CO = CU = 1{,}236 \cdot d,$$
$$CM = CS = 1{,}042 \cdot d,$$
$$BD = BE = 0{,}47 \cdot d,$$
$$JL = JK = 0{,}15 \cdot d,$$
$$ST = 0{,}403 \cdot d$$

zu machen. Alle diese Werthe werden durch sehr einfache Rechnungen gefunden, indem man von der Annahme ausgeht, daß die Höhe BJ der Durchgangsöffnung (Bohrung) des Hahnes $= 2/3\,d$ und der Querschnitt derselben $= \frac{d^2\pi}{4}$ sein soll.

Das mechanische Moment der Reibung würde sich hier, da

$$q = \frac{Q \cdot d\varphi}{(a_{,}^2 - b^2)\pi} \cdot x\,dx$$

zu setzen ist, wo $a_{,}$ den Eintauchungshalbmesser MP_3 (Fig. 4) bezeichnet, nach Gleichung 5) ergeben:

$$L = \frac{2fQ\omega}{a_{,}^2 - b^2} \cdot a^2 \cdot (a_{,} - b) = \frac{2fQ\omega \cdot a^2}{a_{,} + b}.$$

Führt man hierin $a_{,} = 0{,}75 \cdot a$ und $b = 0{,}314 \cdot a$ ein, so wird

$$L = \frac{2fQ\omega \cdot a}{1{,}064}, \text{ also nahe } 2af\omega Q.$$

Wäre der Hahn konisch und hätte zum Profile ein Trapez MP_3TS, so würde sich die Größe L auf folgende Weise ergeben. Hier wäre

$MS = 1{,}623.a$, $MP_3 = a_{,} = 0{,}75.a$, $ST = b = 0{,}314.a$

zu setzen und der halbe Convergenzwinkel β des Hahnes zu bestimmen aus der Gleichung

$$tg\beta = \frac{0{,}75 - 0{,}314}{1{,}623} = \frac{0{,}436}{1{,}623}.$$

Man erhält: $\beta = 15^\circ 2'$.

Wie leicht zu finden, wird nun:

$$L = \frac{2}{3}\left(\frac{a_{,}^3 - b^3}{a_{,}^2 - b^2}\right)\frac{f\omega Q}{\sin\beta} = \frac{2}{3}\left(\frac{0{,}75^3 - 0{,}314^3}{0{,}75^2 - 0{,}314^2}\right)\frac{fa\omega Q}{\sin(15^\circ 2')} =$$
$$= 2{,}165 \cdot fa\omega Q,$$

sodaß durch Anwendung konoidischer Hähne in der That eine kleine Ersparung an Reibungsarbeit erzielt werden kann.

Da, wo es sich, wie bei Gelbgießern und in Maschinenbauwerkstätten, darum handelt, eine größere Zahl von Hähnen gleicher Form und Größe zugleich herzustellen, wird man sich zum Ausdrehen der Hahngehäuse und Abdrehen der Hahnkörper eine Lehre oder Schablone aus Blech schneiden, welche zugleich zur Prüfung der Durchmesser und des Profiles des Drehstückes dient; ja es wird sich sogar der Mühe lohnen, hierzu eine Schablone am Support anzubringen, welche den Gang des Drehstahles so bestimmt, daß die gewünschte Curvenform am Drehstücke auf mechanischem Wege erzeugt wird.

Die Nachtheile, welche das Einschmirgeln der gewöhnlichen konischen Hähne mit sich bringt und bringen muß, fallen aus leicht zu ermessenden Gründen hier großentheils von selbst weg; der Mehraufwand an Mühe bei der Herstellung von Hähnen mit concavem Mantel wird also nicht so bedeutend sein, als auf den ersten Anblick erscheint, und wird doch überdies reichlich aufgewogen. Ich glaube also die Anwendung von Hähnen der besprochenen Form für Wasser und andere Flüssigkeiten, vorzüglich bei hydraulischen Pressen und Wassersäulenmaschinen, bei denen eine bedeutende Druckhöhe vorhanden ist, ferner bei Dampfkesselarma-

turen, namentlich aber statt der Scheiben- oder Sectorhähne (Regulatoren) bei Locomotiven empfehlen zu müssen, da sie außer dem Hauptvortheile dauernd dichten Schlusses noch den kleinerer Reibung bieten.

2) Zapfenstifte.

Wollte man wie Schiele und nach ihm Andere vorgeschlagen haben, die Zapfenstifte stehender und anderer Wellen, welche in der Richtung ihrer Are einen Druck erleiden, nach der Curve der gleichförmigen Abnutzung gestalten, so würde der Arbeitsverlust durch Reibung unter übrigens gleichen Umständen circa 3 Mal so groß sein, als bei einem cylindrischen Zapfenstift mit ebener Basis und von gleichem Durchmesser. Denn versteht man unter ω die Winkelgeschwindigkeit eines nach der Curve der gleichförmigen Abnutzung gestalteten Zapfens, dessen größter Halbmesser a, dessen kleinster Halbmesser b ist, so ist — wenn f den bezüglichen Zapfenreibungscoefficienten, Q den Druck in der Are des Zapfens bedeutet, der Tangentenwinkel des obersten Elementes aber möglichst günstig, d. h. $\alpha_0 = 180^0$ genommen wird — nach Gleichung 5) das mechanische Moment der Zapfenreibung:

$$12) \quad L = \int_b^a \int_0^{2\pi} \frac{f a^2 \omega Q}{(a^2 - b^2)} . dx . d\varphi = \frac{2 f a^2 \omega}{(a+b)} Q.$$

Nimmt man $b = o$, d. h. den Zapfen unendlich lang an, so wird

$$L_1 = 2 f a \omega Q.$$

Nimmt man, wie Schiele, an, daß ein abgestumpft konoidischer Zapfenstift nur mit seiner Mantelfläche aufruhe, so wird für

$$b = {}^1/_2 a \qquad L_2 = {}^4/_3 f a \omega Q;$$

für $b = a$, d. h. wenn der Zapfen nur in einer Kreislinie vom Halbmesser a aufruhte, würde $L_3 = f a \omega Q$ sein.*)

Bei einem cylindrischen Zapfenstifte vom Halbmesser a mit ebener Basis würde

$$L_4 = {}^2/_3 f a \omega Q$$

werden; L_1 ist also drei mal, L_2 zwei mal, und der in der Praxis nicht vorkommende Werth L_3 immer noch $^3/_2$ mal so groß als L_4. Man ersieht aus dieser Vergleichung, daß gerade so wie bei Spitzzapfen nur dann bei konoidischen Zapfenstiften der beregten Art auf eine Ersparniß an Arbeit in Vergleich gegen cylindrische Zapfenstifte gerechnet werden darf, wenn man den Eintauchungshalbmesser a möglichst klein macht; hierin setzt aber die Vorsicht gegen zu schnelle Abnutzung Grenzen.

*) Bei dieser Vergleichung ist natürlich von der im letzten Falle eintretenden Schneiden-Reibung als solcher abgesehen.

Der Aquäduct bei Roquefavour.

Von

Gustav Werther,

Civilingenieur.

(Hierzu Tafel 29 und 30.)

Die Wasserleitung, welche der Stadt Marseille einen Theil des Wassers des Durancefluſſes, der bei Avignon in die Rhone mündet, aus einer Entfernung von circa 11 geographischen Meilen zuführt, enthält auf dieser Ausdehnung außer 36 in Felsen gesprengte Tunnels von verschiedener Länge, an Kunstbauten noch 12 mitunter sehr ansehnliche Aquäducte, von denen der bei Roquefavour der größte und zugleich, wenigstens in Frankreich, unter ähnlichen Brückenbauten der kühnste und schönste ist.

Vermöge dieses Aquäductes, welcher seinen Namen von dem nahe dabei liegenden kleinen Dorfe Roquefavour erhalten hat, überschreitet die Wasserleitung etwa $2^1/_2$ geogr. Meilen nördlich von Marseille, zwischen dieser Stadt und dem 4 Meilen entfernten Städtchen Air, ein durch schroffe Felswände begrenztes Thal. Man gelangt von Marseille aus nach diesem bewundernswürdigen Brückenbauwerke entweder auf der nach Air führenden Landstraße, die sich in dem erwähnten Thale hinzieht und unter dem Aquäducte weggeht, oder, indem man sich der Eisenbahn von Marseille nach Avignon auf eine kurze Strecke der für den Besuch des Aquäductes eingerichteten Haltestelle (Roquefavour) bedient, von welcher aus die weitere Förderung bis dicht an den Aquäduct mittelst eines Stellwagens geschieht, der zu diesem Zwecke bei Ankunft der Personenzüge bereit steht. In Marseille werden, um den Besuch des Aquäductes möglichst zu erleichtern, für 5 Frcs. 30 Cent. Tagesbillets ausgegeben, welche für die Hin- und Rückfahrt nach und von Roquefavour, inclusive der zweimaligen Stellwagenfahrt,

gültig ſind. Dieſer letztere Weg per Eiſenbahn, den man von Marſeille aus in höchſtens zwei Stunden zurücklegt, iſt darum für manchen Beſucher des vorliegenden Bauwerkes vielleicht noch intereſſanter als die Landſtraße, weil man dabei den großen Tunnel „la Nerthe“ von beiläufig 4620 Meter oder circa 16170 Fuß ſächſ. Länge durchfährt.

Der Aquäduct bei Roquefavour iſt genau nach dem Plane des Ingenieur M. de Montricher erbaut und unter deſſen Leitung im Jahre 1846 vollendet worden. Seine Höhe übertrifft die ſchon ſehr anſehnliche Höhe des Göltzſchthalviaducts in Sachſen, über den die Eiſenbahn nach Baiern führt, noch um mehrere Fuß. Das Material, aus welchem er hergeſtellt wurde, iſt ein feſter körniger Kalkſtein von beinahe ſtrohgelber Färbung, der in der unmittelbaren Nähe des Aquäductes in großen Werkſtücken gebrochen wurde, welche ohne Mörtel vermauert ſind; wenigſtens iſt zwiſchen den Fugen der Steine kein ſolcher wahrzunehmen.

Wegen der hellen gelben Färbung des Aquäductes tritt deſſen Bild gegen die faſt ſchwarzen Felswände, des Thales Vegetation unter dem reinen blauen Himmel und in der klaren ſonnigen Atmoſphäre der Provence merkwürdig hervor, und verurſacht dem Auge des Beſchauers einen lange verbleibenden Eindruck. Dabei erſcheinen in Folge der eigenthümlichen Geſtaltung der Außenflächen der Brücke die Conturen derſelben auffallend mild. Es läuft nämlich um die Fuge eines jeden Steines ſowie längs der Pfeilerkanten ein etwa 6 Zoll breiter, glatt gearbeiteter Rand, und innerhalb dieſes Randes ragt der Stein bis 0,50 und oft noch darüber (d. i. 1,75 bis 2 Fuß) hervor. Dieſer hervorſtehende Theil jedes Steines iſt aber bis auf die vier Seitenflächen, welche mit den Lager- und Stoßflächen jedes Steines parallel und rechtwinklich zu dem erwähnten 6 Zoll breiten Rande abgearbeitet ſind, nicht im mindeſten künſtlich bearbeitet, ſondern ſo roh und rauh gelaſſen, wie ihn der Bruch geliefert hat. Während des Baues der Brücke haben dieſe ſo vorſtehenden Boſſen dazu gedient, das Baugerüſte zu tragen, welches auf die Art eingerichtet war, daß es ſammt den Zufuhrbrücken, die in den verſchiedenen Höhen der Brücke erforderlich waren, von Zeit zu Zeit in die Höhe geſchraubt werden konnte.

Dieſe verſchieden weit an der Außenfläche des Aquäductes vorſtehenden Boſſen, die ſchon allein häufig 1 bis $1\frac{1}{2}$ Cubikmeter groß ſind, verurſachen bei dem provençaliſchen Schein der Sonne eine ſo magiſche Beleuchtung des Aquäductes, daß man ſich wirklich, wie man zu ſagen pflegt, an deſſen Bild kaum ſatt ſehen kann.

Der Kanal, welcher über die Brücke läuft, und, wie aus der Fig. 1 Taf. 29 zu ſehen, ein offener iſt, iſt mit Ziegelſteinen in Cement gelegt, ausgekleidet; das Waſſer fließt darin mit einer Geſchwindigkeit von etwa 6 F. in der Sekunde.

Das Gefälle und der Querſchnitt des Kanals ſind ſo bemeſſen, daß zur Zeit des niedrigſten Waſſerſtandes derſelbe in der Sekunde 6 Cubikmeter (oder 258 Cubikfuß ſächſiſch) Waſſer liefert.

Die Koſten der geſammten 11 geographiſche Meilen langen Waſſerleitung haben ſich auf 30 Millionen Francs belaufen, von welcher Summe die Herſtellung des Roquefavour-Aquäductes allein 6 Millionen gekoſtet hat.

Die perſpectiviſche Zeichnung auf Tafel 30 giebt das Bild des Aquäductes, wie es ſich dem Beſchauer darſtellt, wenn er von Marſeille kommend, nachdem er unter dem Aquäducte weggegangen, ſich nach demſelben umdreht. Betrachtet man den Aquäduct von dieſer, der nördlichen Seite her, ſo iſt die Richtung, in der das Waſſer darüber fließt von rechts nach links.

Die Pfeiler des Aquäductes ſind ſämmtlich auf Felſen gegründet, der ſich unmittelbar unter der faſt wagrechten Thalſohle vorfindet.

Von den drei Etagen des Aquäductes enthält die untere Etage 12 Halbkreisbogen, 15 Meter weit geſpannt, die zweite Etage 15, von 16 Meter Weite und die dritte Etage 53 Bogen, von denen jeder 5 Meter Oeffnung hat.

Die Höhe der Brücke, von der Oberfläche des Simſes, der ſich um den Fuß der Pfeiler der unteren Bogenſtellung herum zieht, bis zu dem Fußwege, der zu beiden Seiten des Kanales hinläuft, beträgt 84 Meter oder 294 Fuß ſächſiſch. Die Brüſtungsmauern ſind maſſiv und 1,30 Met. hoch. In der Höhe jeder Etage kann man über das Thal hinweggehen, zu welchem Zwecke in die Pfeiler der zweiten und dritten Etage Durchgangsöffnungen eingewölbt ſind. (Fig. 1 Taf. 29.)

Unter dem Simſe der letzten Etage, auf welchem die Bruſtwehr aufſteht, läuft an jeder Seite des Aquäductes eine Reihe Tragſteine hin, welche in der perſpectiviſchen Anſicht Taf. 30 ſichtbar, in der geometriſchen Zeichnung, Taf. 29, Fig. 1 u. 2, aber weggelaſſen ſind.

Die hauptſächlichſten Dimenſionen des Bauwerkes ſind in den Fig. 1 und 2, Taf. 29 eingeſchrieben. Die Fig. 2 zeigt das Profil des linken Thalufers, welches weit ſchroffer als das entgegengeſetzte rechte abfällt, weshalb auch an jenem die Höhe des Aquäductes über dem Terrain die größte iſt. Die Geſammtlänge dieſes Bauwerks zwiſchen den Bruſtmauern iſt nahezu 400 Meter.

Da von dem linken Thalufer ab die Sohle des Thales faſt auf $\frac{2}{3}$ der eben genannten Länge wagrecht fortläuft, ſo hat der Aquäduct auch beinahe auf $\frac{2}{3}$ ſeiner ganzen Länge die oben angeführte Höhe von 84 Meter. Zwiſchen den Bruſtmauern beträgt die lichte Weite, wie aus Fig. 1, Taf. 29 zu entnehmen iſt, 4 Met. oder 14 F. ſächſ., d. i. nahezu die Hälfte des Maßes, welches für Eiſenbahnviducte bei zwei Schienengleiſen üblich iſt.

Betrachtungen über die Theorie des Sprengens.

Von

Adolf Gurlt,

Königlich Preußischer Berg-Exspectant.

(Hierzu Taf. 28, Fig. 5 bis 12.)

Es ist seit langer Zeit in den meisten Bergwerks-Revieren eine der wichtigsten Aufgaben der Berg-Technik geworden, bei der beständig zunehmenden Höhe der Betriebskosten im Allgemeinen, und der Arbeitslöhne im Besondern, welche zu dem Werthe der Bergwerksproducte gewöhnlich nicht mehr in demselben Verhältnisse stehen, wie früher, auf eine allgemeinere und zweckmäßigere Benutzung der Pulverkraft hinzuarbeiten. Daher erklärt sich das allgemeine Bestreben, die bergmännische Schießarbeit zu verbessern und aus der so kostbaren Pulverkraft einen höheren Nutzeffect zu erzielen, als es bis dahin möglich war.

Die großen Verdienste, welche sich viele ausgezeichnete Männer in dieser Beziehung um den Bergbau erworben haben, werden gewiß von Jedem anerkannt; jedoch ist es eine eigenthümliche Erscheinung, daß so viele Verbesserungen der Sprengarbeit bei den ersten mit ihnen angestellten Versuchen bei Weitem günstigere Resultate ergeben haben, als sich solche später nach einer allgemeinen Einführung bei dem laufenden Betriebe herausstellten. Der Grund für diese Erscheinung möchte wohl hauptsächlich darin zu suchen sein, daß die Häuer während der Versuche genauer beaufsichtigt wurden, und demnach die ihnen gegebenen Vorschriften sorgfältiger zu beobachten genöthigt waren, während es auch andererseits zu berücksichtigen ist, daß es ungemein schwierig ist, gegen ihre Gewohnheiten mit Erfolg anzukämpfen, indem sie gar zu leicht wieder in dieselben zurückfallen, sobald die Beaufsichtigung in ihrer Strenge nachläßt. Es gilt dieses namentlich von der Art und Weise des Besetzens der Bohrlöcher, sowie von der Größe der Pulvergabe, indem der Häuer lieber ein paar Loth zulegt, um seines Erfolges sicher zu sein, als nöthig wäre, um einen guten Wurf zu erzielen. Es ist eine bekannte Erfahrung, daß der Häuer, wenn es ihm sonst überlassen bleibt, lieber einen Mehraufgang an Pulver von seinem Lohne bestreitet, wenn er sich dadurch einer mühevolleren Handarbeit überheben kann, als daß er es versuchte, wenngleich durch einen oder mehrere schlechte Würfe ein Minimum für die Pulvergabe zu ermitteln, durch dessen Kenntniß er im Stande wäre, sich später größere Vortheile zu verschaffen, als ihm augenblickliche Nachtheile durch seine Versuche erwuchsen. Wie wichtig es daher für den Grubenhaushalt sowohl, als auch für die Häuer selbst ist, ihnen in kürzeren Fristen für eine verlangte Leistung eine bestimmte Pulvermenge zu überweisen, um dem übermäßigen Pulververbrauche zu begegnen, wird erst recht einleuchtend bei der Gewinnung solcher Fossilien, welche, wie die Steinkohlen, indem sie ohne Noth zerkleinert werden, an ihrem Werthe verlieren, und deren absoluter Werth in einem viel ungünstigeren Verhältnisse zu dem des Pulvers steht, als dieses bei der Gewinnung der metallischen Fossilien der Fall ist.

Bei den meisten bisher gemachten Verbesserungen der Schießarbeit, hat man vorzüglich die Art und Weise des Ladens und Entzündens, sowie die Sicherstellung des Arbeiters berücksichtigt, hingegen die chemische Zusammensetzung der Sprengpulver, sowie die Art ihrer Wirkung auf das zu sprengende Gestein, mehr als sie es verdienten, vernachlässigt. Da aber Beide zur Beurtheilung der Leistungen, welche die Schießarbeit zu gewähren vermag, von größter Wichtigkeit sind, so wollen wir es versuchen, diejenigen Umstände zu entwickeln, von denen die Wirkung des Pulvers auf das Gestein, im Momente seiner Verbrennung, abhängig ist, und dann zur Betrachtung der Zusammensetzung des Sprengpulvers und der vortheilhaftesten Verhältnisse für die Ladung übergehen.

Wirkung der Pulverkraft auf das Gestein.

Erzeugung einer Wellenbewegung.

Denkt man sich in ein Gestein, dessen Cohäsion und Elasticität nach allen Richtungen hin gleich ist, eine beliebige Menge von Pulver eingeschlossen und entzündet, so wird sie in einer gewissen Zeit vollkommen verbrannt, also in Gas verwandelt sein, indem die aus ihm entwickelten Pulvergase einen desto stärkeren Druck auf das anliegende Gestein äußern, je vollständiger die Verbrennung des Pulvers geschah. Da sich dieselbe aber nicht plötzlich durch die ganze Pulvermasse verbreiten kann, sondern hierzu einer wenn auch noch so kleinen Zeit bedarf, so unterliegen die dem Pulver zunächst anliegenden Gesteinstheilchen einem in dieser Zeit beständig zunehmenden Drucke, dessen Größe mit der fortschreitenden Verbrennung des Pulvers wächst, und die Summe von unendlich vielen Stößen ist, welche die Pulvergase im Momente ihrer Entstehung auf das Gestein ausüben.

Indem nun der Druck der Pulvergaſe unmittelbar nur auf die von ihnen berührten Theile wirkt und dieſe vermöge ihrer größeren oder geringeren Elaſticität ein wenig nachgeben, ſo pflanzt er ſich von dieſen weiter auf das übrige Geſtein fort, und zwar deſto ſchneller, je härter und elaſtiſcher daſſelbe iſt, deſto langſamer, je mehr ſeine Theilchen nachgeben. Denkt man ſich nun die ganze Druckkraft der Pulvergaſe in ihrem Mittelpunkte concentrirt, ſo iſt dieſer der Ausgangspunkt für die Erſchütterungswellen, welche das Geſtein radial nach allen Seiten hin durchſetzen. Sie werden durch die, in unendlich kleinen Zeittheilchen wiederholten Impulſe des zunehmenden Druckes in dem Grade verſtärkt, daß ſie die Cohäſion des in Schwingungen verſetzten Geſteines, bis zu gewiſſen Grenzen aufzuheben vermögen. Da die radialen Erſchütterungswellen jedoch in dem nur ſehr unvollkommen elaſtiſchen Medium, von dem Punkte ihrer Erregung an, ſtetig an Höhe abnehmen, alſo ſchwächer werden, je weiter ſie ſich von demſelben entfernen und zwar nicht in geradem Verhältniſſe, ſondern proportional den Quadraten der Entfernungen vom Ausgangspunkte, ſo folgt daraus, daß alle Punkte der Erſchütterungswellen, welche eine gleiche Intenſität beſitzen, auf der Oberfläche einer Kugel liegen müſſen, deren Mittelpunkt der Erregungspunkt der Wellen und deren Radius der gerade Abſtand des letzteren von den Punkten gleicher Intenſität iſt.

Friabilitätsſphäre.

Derjenige kugelförmige Raum nun, bis zu deſſen Oberfläche alle erregten Erſchütterungswellen eine hinreichende Intenſität beſitzen, um die Cohäſion des Geſteines aufzuheben, heißt die Friabilitäts- oder Zerreiblichkeitsſphäre, welche um ſo größer wird, je beſſer das zu ſprengende Medium die Erſchütterungen fortleitet, je geringer ſeine Cohäſion und je länger es dem ſtetig zunehmenden Drucke ausgeſetzt iſt. Da ſich nämlich die Einwirkung der Kraft zwar ſehr ſchnell, aber doch nicht augenblicklich durch das von ihr erregte Medium fortpflanzt, ſo erfolgt auch die Trennung ſeiner Theilchen keineswegs in einem untheilbaren Augenblicke, ſondern in einem kleinen Zeitraume, deſſen Größe für die Sinne unmerklich ſein kann. Wegen des Zuſammenhanges der Theile wirkt aber jeder Impuls auf die ganze Maſſe; daher wird ſich ihre Summe oder der Druck mit ſeiner Wirkung deſto vollſtändiger durch das ganze Medium verbreiten, je mehr die ihm dazu geſtattete Zeit derjenigen gleich kommt, welche alle Erſchütterungswellen zuſammen gebraucht haben würden, um den Radius der Friabilitätsſphäre zu durchlaufen. Je weiter alſo jene hinter dieſer zurückbleibt, deſto mehr wirkt die Kraft blos auf diejenigen Theile des Mediums, welche in der Richtung des ſchwächſten Widerſtandes liegen, ohne daß ſeine übrigen Theile hinreichend erregt werden konnten, um ihren Cohäſionszuſtand aufzugeben.

Activitätsſphäre.

Die Friabilitätsſphäre liegt innerhalb einer anderen, der ſogenannten Activitäts- oder Wirkungsſphäre, deren Ausdehnung ſich bis dahin erſtreckt, wo die Bewegung der erregten Erſchütterungswellen gleich Null geworden iſt. Die beſtändig nach der Peripherie zu abnehmende Intenſität der Wellen macht es natürlich unmöglich, eine beſtimmte Grenze der Activitätsſphäre in der Wirklichkeit feſtzuſtellen, indem es für die menſchlichen Sinne nicht mehr möglich iſt, eine unendlich kleine Bewegung von abſoluter Ruhe zu unterſcheiden, jedoch wird ſie ſich in einem Medium, deſſen Cohäſion nach allen Richtungen dieſelbe iſt, in dem gleichen Verhältniſſe, wie die Friabilitätsſphäre, erweitern.

Exploſionsſphäre.

Außer dieſen beiden Sphären wird in der Mineur-Technik noch eine dritte, nämlich die Exploſionsſphäre unterſchieden, deren Grenze innerhalb der Friabilitätsſphäre da liegt, bis wohin ſich die Wurfbewegung erſtreckt, welche einem Theile des zu ſprengenden Mediums durch die Pulverkraft mitgetheilt wurde. Denn da es der Zweck der Kriegs-Minen iſt, nicht nur den über ihnen liegenden Erdboden zu zerreißen, ſondern ihn auch aus ſeiner urſprünglichen Lage zu bringen, indem er, die Minengarbe bildend, in die Luft geſchleudert wird, ſo muß es für die Wirkung der Pulverkraft eine gewiſſe Grenze geben, bis zu welcher ſie noch im Stande iſt, das Gewicht der über ihr befindlichen Erdmaſſe zu überwinden, während ſie noch auf eine viel größere Entfernung (bis zur Grenze der Friabilitätsſphäre) ihren Cohäſionszuſtand aufzuheben vermag. Weil es jedoch bei der bergmänniſchen Sprengarbeit keineswegs Abſicht iſt, den losgetrennten Theil des Mediums fortzuſchleudern, vielmehr nur dahin geſtrebt wird, daß er durch Zerreißung des Geſteines, ohne eine Wurfbewegung zu erhalten, einen möglichſt großen cubiſchen Inhalt bekomme, ſo hat für die Berg-Technik die Friabilitätsſphäre die bei Weitem größeſte Wichtigkeit, da ja die Exploſionsſphäre nur aus einer Unvollkommenheit der bergmänniſchen Schießarbeit hervorgeht, welche ſo viel als möglich vermieden werden ſoll.

Bedingungen für die Aeußerung der Pulverkraft.

Wenn die Friabilitätsſphäre vollſtändig innerhalb der Grenzen eines zu ſprengenden Körpers liegt, ſo kann keine Sprengung ſtattfinden, weil die wirkſamen Erſchütterungswellen aus ihr heraustreten und im Geſtein nach allen Richtungen bis an die Grenze der Activitätsſphäre abgeleitet werden; mit anderen Worten, der Widerſtand des

Mediums ist nach allen Richtungen für die durch das Pulver erzeugte Kraft zu groß, welches, wie der Bergmann sagt, sich im Gestein verschlägt. In diesem Falle würden die Pulvergase keinen Ausweg durch das Gestein finden und müßten sich einen solchen suchen, indem sie den Besatz aus dem Bohrloche herausschlagen und aus ihm auspfeifen.

Eine wirksame Sprengung hingegen kann nur dann eintreten, wenn die Friabilitätssphäre die Grenzen des zu sprengenden Mediums wenigstens theilweise durchschneidet, und zwar wird die losgesprengte Masse der Explosions- oder Sprengkörper im Allgemeinen desto größer, je mehr er sich der Ausdehnung der Friabilitätssphäre anschließt.

Die Schnittlinie der Friabilitätssphäre und der Oberfläche des Mediums begrenzt die Basis des Sprengkörpers, während seine seitliche Begrenzung durch Linien geschieht, welche die Basislinie mit dem Mittelpunkte der Friabilitätssphäre verbinden. Die Schnittlinie wird in der Minirkunst Friabilitätskreis genannt, weil sie bei Minen stets einen Kreis bildet; da dieses jedoch bei dem Gesteinsprengen keineswegs immer der Fall ist, wie weiter unten gezeigt werden soll, so würde für sie in der Berg-Technik die Benennung Friabilitätscurve passender sein. Die kürzeste Linie zwischen dem Scheitelpunkte eines Sprengkörpers und seiner Basis, in der Richtung, in welcher die Sprengung erfolgen soll, heißt seine Explosionslinie; da aber ein Sprengkörper zu gleicher Zeit nach verschiedenen Richtungen hin zersprengt werden kann, so hat er auch eben so viele Explosionslinien, von denen wiederum die kleinste die kürzeste Widerstandslinie genannt wird, welche für die Sprengarbeit von hervorragender Wichtigkeit ist.

Einfluß der Gesteinsbeschaffenheit auf die Sprengwirkung.

Gestalt des Gesteins.

Die Größe eines Sprengkörpers ist im Wesentlichen unter sonst gleichen Umständen von der Größe seiner Basis und diese wiederum von der Gestalt des Gesteins abhängig, seine Form hingegen vorzüglich von der Gestalt der Friabilitätscurve.

Man kann einen jeden Körper durch sechs sich rechtwinkelig zu einander verhaltende Ebenen einschließen; daher wird ein Sprengkörper desto größer sein, und sich desto mehr der Form der Friabilitätssphäre nähern, je mehr von diesen rechtwinkeligen Ebenen seine Basis tangiren. Demnach ist zur Ermittelung von Form und Größe eines Sprengkörpers vorzugsweise die Anzahl dieser freien Flächen oder Hauptrichtungen, nach denen die Sprengung hin erfolgt, zu berücksichtigen, und zwar wird es für jede Combination der Tangentialebenen ein Maximum der losgesprengten Masse geben, dessen kürzeste Widerstandslinie gleich dem Radius der Friabilitätssphäre ist.

Im Folgenden soll nun die Form der Maxima oder der größten Sprengkörper, sowie ihr gegenseitiges Größenverhältniß unter sonst gleichen Umständen näher entwickelt werden.

Wenn das zu sprengende Gestein nur von einer Tangentialebene berührt wird, oder was dasselbe ist, nur von einer Seite freigelegt ist, so erhält der Sprengkörper eine Form, welche sich derjenigen eines Kegels nähert. Ein solcher Fall kommt vor beim Einbruchschießen im Schachtabteufen und in Streckenörtern, ferner beim Nachführen der Streckenstöße, beim Sprengen der Minen in der Kriegskunst u. s. w. Er soll versinnlicht werden durch Fig. 5., in welcher AC=AB der Radius (r) der Friabilitätssphäre und die Linie BC der Durchmesser der Friabilitätscurve, welche hier einen Kreis bildet, ist. Denkt man sich durch diesen Kreis eine das Medium begrenzende Ebene gelegt, so ist die Linie a, welche den Scheitelpunkt des Sprengkörpers mit dem Mittelpunkte D der Friabilitätscurve verbindet, die kürzeste Widerstandslinie des kegelförmigen Sprengkörpers ABDC. Die Basis desselben wird natürlich um so größer werden, je kleiner die kürzeste Widerstandslinie a im Verhältniß zum Radius r wird; jedoch ist sein cubischer Inhalt, wie sich aus einer einfachen Betrachtung ergiebt, am größesten, wenn der Durchmesser der Basis doppelt so groß als die kürzeste Widerstandslinie oder $r^2 = 2a^2$, mithin

$$a = \sqrt{\frac{r^2}{2}} \text{ ist.}$$

Da nun aber die wirksamen Erschütterungswellen innerhalb der Sphäre BEC liegen, so wird für den vorliegenden Fall der größeste Sprengkörper nur dann entstehen können, wenn die Tangentialebene die Basis desselben nur in dem Punkte E berührt, mithin die Basis selbst einen Theil von der Oberfläche der Friabilitätssphäre bildet. Es ist demnach der größeste Sprengkörper ein Kugelausschnitt*), bestehend aus dem Kegel ABDC und der

*) Bekanntlich ist die Gestalt des Trichters, welchen eine Kriegsmine tagt, nicht ein Kegel, sondern ein Paraboloid, dessen Abscissenare gleich der Explosionslinie und dessen Ordinatenare gleich dem Radius des Explosionskreises ist. (Vergl. S. 239.) Diese Erscheinung widerspricht scheinbar der Hypothese, daß die Form des Sprengkörpers unter gleichen Umständen wie bei den Kriegsminen ein Kegel sein. Es ist jedoch wohl in Betracht zu ziehen, daß der Minentrichter nicht nur der Sprengkraft des Pulvers allein, sondern auch gleichzeitig der Wurfkraft desselben seine Entstehung verdankt, während der Körper, dessen Basis durch die Friabilitätscurve gebildet wird, analog unserem Sprengkörper nur durch die zertrümmernde Kraft des Pulvers (seine Sprengkraft) entsteht. Es läßt sich elementar nachweisen, daß unter den obwaltenden Umständen der getagte Minentrichter kein Kegel ist, vielmehr ein Paraboloid sein muß. Der Entstehung des Trichters

Kalotte BECD, und sein Rauminhalt berechnet sich, wenn man den der Friabilitätssphäre = 1 setzt auf 0,1457 oder $^1/_7$; mithin ist der größeste zu erzielende Nutzeffect der Pulverkraft bei der Entblößung des zu sprengenden Mediums an einer Seite ebenfalls nur $^1/_7$, während $^6/_7$ derselben absolut verloren gehen, da ja die von den letzteren erregten Erschütterungswellen von dem anliegenden Gesteine so abgeleitet werden, daß sie zu gar keiner Wirkung gelangen können.

Sobald die Basis des Sprengkörpers von allen sechs Tangentialebenen berührt wird, also die Oberfläche einer Kugel bildet, so ist klar, daß bei der Zersprengung nach jeder Seite hin ein Kugelausschnitt entsteht, dessen Größe $^1/_7$ des ganzen Sprengkörpers ist; zwischen den 6 Kugelausschnitten, welche sich tangiren, liegen jedoch, den abgestumpften Ecken eines Würfels entsprechend, 8 pyramidenähnliche Körper, deren Scheitel im Mittelpunkte der Friabilitätssphäre und deren Basis auf seiner Oberfläche liegt, indem sie durch ein Dreieck, entstanden aus drei einspringenden Viertelkreisen, gebildet wird. Die Größe einer solchen Pyramidale berechnet sich auf 0,0191, wenn die Friabilitätssphäre = 1 gesetzt wird.

Erfolgt nun die Bloslegung des zu sprengenden Mediums von zwei Seiten, was bei der bergmännischen Schießarbeit sehr häufig vorkommt, wie beim Schießen in Stroße oder Firste, beim Einbruche in eine verschrämte Wand u. s. w., so erhält, der obigen Betrachtung zufolge, der größeste Sprengkörper wie in Fig. 6 eine Gestalt, welche aus zwei Kugelausschnitten und zwei ihnen anliegenden Pyramidalen hervorgebracht wird, und sein Rauminhalt ist demnach $= 2 \times 0{,}1457 + 2 \times 0{,}0191 = 0{,}3297$ oder nahe $^1/_3$, unter der Bedingung, daß der cubische Inhalt der Friabilitätssphäre als Einheit gilt. Die Friabilitätscurve ist demnach aus zwei Halbkreisen und zwei einspringenden Viertelkreisen von demselben Radius zusammengesetzt. Da derselbe, wenn der Radius der Friabilitätssphäre = r ist, die Größe von $\sqrt{\frac{r^2}{2}}$ hat, so ist die Größe der Friabilitätscurve $= 3\pi \cdot \sqrt{\frac{r^2}{2}}$. Es ist also der unter diesen Umständen höchste benutzbare Effect der Pulverladung nur $^1/_3$ der theoretischen Kraftäußerung.

Wenn das Medium von drei Ebenen begrenzt ist, erfolgt ein größester Sprengkörper von der Gestalt wie in Fig. 7, welcher aus drei Kugelausschnitten und vier von ihnen eingeschlossenen Pyramidalen besteht. Er ist also $= 3 \times 0{,}1457 + 4 \times 0{,}0191 = 0{,}5035$ oder $^1/_2$; seine Friabilitätscurve besteht aus sechs abwechselnd ein- und ausspringenden Viertelkreisen und ist demnach auch nur

$$= 3\pi \sqrt{\frac{r^2}{2}},$$

wie bei dem vorhergehenden größten Sprengkörper. Dieser Fall wird z. B. in der Bergtechnik durch das Hereinschießen von Firstenkohl, welches an einem Stoße abgeschlitzt ist, oder durch eine Wand mit Schram und Einbruch repräsentirt. Bei ihm erhebt sich der höchste zu erzielende Nutzeffect des Sprengpulvers bereits auf 50 Proc., jedoch ist es augenscheinlich, daß derselbe in der Praris niemals erreicht werden kann.

Sobald nun das Medium an vier Seiten blosgelegt ist, wie bei der Gewinnung der Steinkohlen, vor Pfeilerabbauen, oder bei der Steinsalzgewinnung zu Wieliczka, wo die Salzpfeiler erst an vier Seiten verschlitzt werden, ehe man sie hereinschießt, so erhält der größeste Sprengkörper eine solche Gestalt und Größe, daß er denjenigen, welcher bei einer Freilegung des Gesteins an zwei Seiten (Fig. 6) entstand, zu einer Kugel, nämlich der Friabilitätssphäre, ergänzt. Er ist, wie Fig. 8 zeigt, aus vier Kugelausschnitten und sechs Pyramidalen zusammengesetzt, also

$$= 4 \times 0{,}1457 + 6 \times 0{,}0191 = 0{,}6703$$

oder fast $^2/_3$ der Friabilitätssphäre, welcher Größe dann auch der höchste nutzbare Pulvereffect entspricht.

Ein Gestein, welches fünf freie Flächen hat, giebt einen größesten Sprengkörper, welcher, wie Fig. 9, aus fünf Kugelausschnitten und acht Pyramidalen besteht, also den größesten Sprengkörper eines Mediums mit einer freien Fläche zu einer Kugel ergänzt. Er ist daher

$$= 5 \times 0{,}1457 + 8 \times 0{,}0191 = 0{,}8443$$

oder $^6/_7$ der Friabilitätssphäre. Seine Friabilitätscurve ist ein Kreis und wie bei dem Ergänzungskörper

$$= 2\pi \sqrt{\frac{r^2}{2}},$$

seine Basis hingegen, wenn die Oberfläche der Friabilitätssphäre $= 4\pi r^2$ ist, $= {}^6/_7\ 4\pi r^2 = {}^{24}/_7\ \pi r^2$.

Ein Gestein mit fünf freien Flächen kommt in der Praris zuweilen beim Sprengen von Klippen und in Steinbrüchen vor, ist aber, wie in der Natur der Sache liegt, selten.

Ist nun endlich das zu sprengende Medium von sechs freien Flächen begrenzt, wie z. B. beim Zersprengen einzelner Felsblöcke oder der Granaten und Bomben in der Kriegskunst, so wird der größeste Sprengkörper aus sechs Kugelausschnitten und acht Pyramidalen zusammengesetzt, also

---

stehen nämlich zwei Kräfte entgegen, die Cohäsionskraft des zu sprengenden Mediums, dessen Widerstand gegen die Sprengkraft des Pulvers mit den Quadraten der Entfernung vom Mittelpunkte der Ladung wächst, und die Schwerkraft des Mediums, welche von der Trichterare nach der Peripherie der Basis beständig abnimmt. Demnach zerfällt in vorliegendem Falle die Pulverwirkung in die beständig abnehmende Sprengkraft, welche die Cohäsion überwindet und die beständig in einer bestimmten Richtung zunehmende Wurfkraft, welcher die Schwere entgegensteht. Aus diesen beiden ungleichen Kräften läßt sich nach dem Satze von dem Parallelogramme der Kräfte die Trichtercurve construiren, welche in der Voraussetzung eines gleichmäßigen Cohäsionszustandes des Mediums stets eine Parabel sein wird.

$$= 6 \times 0{,}1457 + 8 \times 0{,}0191 = 1{,}0000,$$

oder die Friabilitätssphäre selbst sein, mithin der absolute Pulvereffect, wenn ihn nicht andere Umstände beeinträchtigten, 100 Proc. werden können.

Aus der obigen Entwickelung der größesten Sprengkörper ergiebt sich nun folgendes Größenverhältniß bei der Anzahl der

freien Flächen:	1.	2.	3.	4.	5.	6.
Cubischer Inhalt d. größten Sprengkörper:	$1/7$	$1/3$	$1/2$	$2/3$	$6/7$	1.
Oberflächen derselben:	$1/7$	$1/3$	$1/2$	$2/3$	$6/7$	1.
Größe der Friabilitätscurve . . .	1	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{2}$	1	0.

Aus dieser Darstellung ist also ersichtlich, wie der Pulvereffect eine ganz bestimmte Grenze hat, welche er niemals übersteigen kann. Sie wird durch die Gestalt des zu sprengenden Mediums bedingt, indem die Anzahl seiner freien Flächen die Größe des größesten Sprengkörpers bestimmt.

Da nun bei dem unterirdischen Bergbau gewöhnlich nur 2—3 freie Flächen das Medium begrenzen, welches gesprengt werden soll, so ist einleuchtend, daß der nutzbare Pulvereffect bei demselben im günstigsten Falle allein durch die Gestalt des Aushiebes schon auf 50 Proc. herabgezogen wird, was noch in viel höherem Grade durch Umstände geschieht, welche im Folgenden näher dargestellt werden sollen.

Structur des Gesteins.

Wir haben im Vorhergehenden bei der Entwickelung der größesten Sprengkörper die Voraussetzung gemacht, daß das zu sprengende Medium in jeder Richtung einen gleichmäßigen Cohäsionszustand besitze. Da diese Annahme sich jedoch in der Wirklichkeit nur höchst selten rechtfertigen lassen würde, vielmehr fast immer der Cohäsionszustand der Medien in verschiedenen Richtungen verschieden ist, so wollen wir zunächst betrachten, welchen Einfluß die Structur des Gesteines auf die Gestalt und Größe der Sprengkörper äußert.

Vorausgesetzt, der Cohäsionszustand des Mediums sei in zwei Richtungen, welche rechtwinkelig zu einander stehen, verschieden, wie z. B. in einem gut geschichteten oder schiefrigen Gestein, so ist der Widerstand, welchen es der Zersprengung entgegensetzt am stärksten in der Richtung rechtwinkelig gegen die Schichtung, am schwächsten parallel derselben. Da nun nach unserer obigen Entwickelung die Punkte gleicher Intensität der Erschütterungswellen, welche durch den Druck der Pulvergase auf die Wände des Bohrloches erregt werden, auf der Oberfläche einer Kugel liegen, jedoch der Widerstand des Mediums in zwei Richtungen verschieden ist, so ist ersichtlich, daß die Erschütterungswellen bei einer gewissen Entfernung von ihrem Ausgangspunkte in der Richtung des stärksten Widerstandes die Grenze der Friabilitätssphäre bereits erreicht haben werden, während sie in der Richtung des schwächsten Widerstandes, parallel der Schichtung, noch auf eine größere Entfernung hin die Cohäsion des Gesteines zu überwinden vermögen. Wenn also die Grenze der Friabilitätssphäre in der Richtung parallel der Schichtung weiter von ihrem Mittelpunkte entfernt liegt, als in der Richtung senkrecht gegen dieselbe, so ist klar, daß sie nicht mehr, wie bei einer gleichmäßigen Cohäsion, eine Kugel ist, sondern ein Sphäroid werden muß, welches desto mehr linsenförmig abgeflacht wird, je größer die Differenzen der Cohäsion in den verschiedenen Richtungen sind. Daher verhalten sich die Längen der Axen des Sphäroides umgekehrt wie die Festigkeitsmoduln des Mediums.

Der sphäroidischen Gestalt der Friabilitätssphäre entsprechend, ändert sich natürlich auch die Form der größesten Sprengkörper und ihrer Friabilitätscurven, da sie jetzt nicht mehr Theile der Oberfläche einer Kugel, sondern solche eines Sphäroides zur Basis haben. Uebrigens bleibt ihr gegenseitiges Größenverhältniß fast ungeändert, da sich in demselben Verhältnisse ihre Basis vergrößert, wie sie an Höhe verlieren, und umgekehrt.

Da nun die Anzahl der Differenzen, welche zwischen den beiden Axen des Sphäroides bestehen, unendlich groß ist, so giebt es auch unendlich viele Sphäroide von verschiedener Gestalt, und ist demnach auch die Zahl der verschieden geformten größesten Sprengkörper unendlich groß.

Während bei der Annahme eines gleichmäßigen Cohäsionszustandes des Mediums die Explosionslinien aller größesten Sprengkörper gleiche Längen hatten, so ist dieses keineswegs der Fall, wenn wir eine Verschiedenheit desselben in zwei Richtungen voraussetzen, vielmehr sind die Explosionslinien in der Richtung des größesten Widerstandes kleiner, als alle übrigen, und wären sie sonach die kürzesten Widerstandslinien, aber nicht die Linien des geringsten Widerstandes, wie sie irrthümlich so häufig bezeichnet werden, vielmehr liegen diese gerade rechtwinkelig zu jenen, parallel der Schichtung.

Nimmt man den Fall an, daß der Festigkeitsmodul des Mediums in drei Richtungen verschieden sei, welche sich unter rechten Winkeln schneiden, wie dieses in der Berg-Technik auf den meisten Steinkohlenflötzen vorkommt, welche außer ihrer Schichtung auch noch eine ausgezeichnete Schlechtung besitzen, so folgt aus einer ähnlichen Betrachtung wie in dem vorhergehenden Falle, daß alle Schnitte, welche durch die Friabilitätssphäre parallel mit ihren drei Axen ausgeführt werden, Ellipsen sind, mithin die Friabilitätssphäre selbst ein Ellipsoid sei, dessen Axenlängen sich wieder umgekehrt proportional zu den correspondirenden Festigkeitsmoduln verhalten. Natürlich wird die Gestalt der größesten Sprengkörper auch hier wieder durch die elliptische Form der Friabilitätssphäre bedingt, jedoch gelten für sie dieselben

Verhältnisse, wie bei einem Sphäroide. Es kann auch der Fall vorkommen, daß die Axen des Ellipsoides sich unter schiefen Winkeln schneiden, indem die Richtungen, in denen die Structur des Mediums verschieden ist, schiefwinkelig zu einander liegen, wie bei einem Gesteine mit falscher oder transversaler Schieferung.

In allen übrigen Fällen, welche wir noch nicht betrachtet haben, bei denen die Festigkeit in beliebig vielen Richtungen verschieden sein kann, wird die Form der Friabilitätssphäre stets die eines Ellipsoides, welches je nach der Zahl derselben, und der ihnen entsprechenden Größe der Festigkeit rechtaxig oder schiefaxig wird, und sich desto mehr der Kugelform nähert, je geringer die Differenzen ihrer Festigkeitsmoduln sind.

Zunächst dürfte nun, als mit zur Structur des Gesteins gehörig, der Einfluß in Erwägung zu ziehen sein, welchen das Vorhandensein von Klüften und Drusenräumen auf die Größe der Sprengkörper äußert. Einfluß auf dieselbe können sie überhaupt nur dann haben, wenn sie innerhalb der Friabilitätssphäre das Gestein durchsetzen, während alle außerhalb derselben liegende sich völlig indifferent zu der Wirkung des Schusses verhalten. Die Klüfte und Drusen sind enge Räume, welche den Zusammenhang des Gebirges unterbrechen, weshalb sie auf die Größe der Sprengkörper eine ähnliche Wirkung, wie freie Flächen, welche das Medium begrenzen, äußern müssen.

Da die Erschütterungswellen durch die Klüfte verhindert werden, sich weiter in das Gestein fortzupflanzen, so sind sie auch in den Richtungen senkrecht gegen die Klüfte, wie gegen freie Flächen im Stande, den Cohäsionszustand des Mediums aufzuheben, mithin dasselbe zu zertrümmern. Wenn nun die Klüfte oder Drusen außerhalb des idealen Sprengkörpers liegen, welcher in dem jedesmaligen Falle ohne dieselben entstehen würde, so können sie nur vortheilhaft auf seine Vergrößerung wirken, befinden sie sich hingegen innerhalb seiner Grenzen, so verhindern sie ebenfalls die Fortpflanzung der Sprengwirkung bis zu ihrem möglichen Maximum und werden dadurch nachtheilig für den Effect der Pulverkraft.

Es ist also das Vorhandensein von hohlen Räumen in dem zu sprengenden Medium nur bedingungsweise vortheilhaft, und es wird hierdurch genügend erklärt, daß Schüsse auch noch hinter und unter sich auf das Gestein zertrümmernd einwirken und somit einen größeren als den vermutheten Sprengkörper erzeugen können, wenn nämlich die Klüfte das Gestein außerhalb der letzteren durchsetzen. Ein ganz ähnliches Verhalten wie Klüfte zeigen faule oder aufgelöste Stellen im Gebirge, da sie, vermöge ihres viel geringeren Zusammenhaltes, als des umgebenden Gesteines, die Ableitung der Pulverkraft, nach dem Anstehenden zu, verhindern; jedoch können sie andererseits auch wieder dieselben Nachtheile hervorbringen. Uebrigens bleibt es sich ziemlich gleich, ob die vorhandenen Klüfte offen oder ausgefüllt sind, weil die Ausfüllung gewöhnlich eine viel geringere Festigkeit besitzt, als das umgebende Gestein, und sich die Klüfte durch den ersten Andrang der Pulverkraft bereits geöffnet haben, ehe noch das anstehende Gestein hinreichend erschüttert wurde, um zu zerspringen. Aber auch selbst wenn die Klüfte mit einer festern Masse erfüllt sind, als die des Gebirges ist, wie dieses z. B. bei Quarzkämmen im Flötzgebirge nicht selten vorkommt, so bleibt ihre Wirkung dennoch eine ähnliche, da diese Kämme mit dem durchsetzten Gebirge fast immer sehr gute Ablösungen bilden, welche sich eben so schnell öffnen, wie Klüfte mit milder Ausfüllung.

Aus dem bereits oben Gesagten ist nun ersichtlich, wie nachtheilig die Klüfte für die Sprengarbeit vorzüglich dann sind, wenn etwa ein Bohrloch mit ihnen in einer Ebene liegt, oder wenn man mit ihm eine oder mehrere Klüfte durchteuft hat, zumal wenn diese gerade im Pulversacke durchsetzen, weil sich alsdann eben so wie in einem sehr kurzklüftigen Gestein das Pulver auf den Klüften verschlägt, indem sie sich schon zu früh öffnen und die Pulvergase entweichen lassen, ehe sie noch ihre volle Wirknng zu entwickeln im Stande waren.

Festigkeit des Gesteins.

Mit der Structur des Gesteins steht seine Festigkeit in innigem Zusammenhange, indem beide vereint den Grad der Gewinnbarkeit einer Gebirgsart bedingen. Es ist klar, daß es die Festigkeit, d. h. die Cohäsion des zu sprengenden Mediums ist, welche vorzugsweise der Kraftäußerung der Pulvergase widersteht. Da nun die Pulverkraft nichts Anderes ist, als eine Druckkraft, welche sich zunächst auf die Wände des Bohrloches äußert, so ist einleuchtend, daß die Art der Festigkeit, mit welcher das Gestein der Zertrümmerung zu widerstehen strebt, diejenige ist, welche in der Physik die rückwirkende Festigkeit genannt wird. Nach den Versuchen verschiedener Experimentatoren, namentlich Rondelet, G. Rennie, Gauthey und Montfort verhält sich die rückwirkende Festigkeit des Zerdrückens ziemlich genau den Querschnitten der zu zerdrückenden Körper proportional. Man hat daher für die rückwirkende Festigkeit einen Ausdruck in einer Größe eingeführt, welche durch Versuche mit verschiedenen Medien ermittelt wurde. Diese ist der Festigkeitsmodul des Zerdrückens, welchen man dadurch fand, daß man eine Flächeneinheit des zu prüfenden Mediums so lange belastete, bis es zerdrückt war, indem man z. B. ein Quadratcentimeter als Flächeneinheit nahm und die Last, welche erforderlich war, das Medium zu zerdrücken, in Kilogrammen bestimmte. Ist nun der Festigkeitsmodul des Zerdrückens für ein bestimmtes Medium = K und der Quer-

schnitt desselben $=F$, so ist klar, daß die Kraft, welche dazu nöthig ist, um es zu zertrümmern, $=F.K$ ist.

Man kann sich die Friabilitätssphäre als aus unendlich vielen abgestumpften Pyramiden zusammengesetzt denken, deren Scheitelpunkte in dem Mittelpunkte, und deren Basis in der Oberfläche der Friabilitätssphäre liegt. Um nun eine dieser Pyramiden zu zerdrücken, müßte man eine Kraft aufwenden, welche gleich ist dem Producte aus dem Festigkeitsmodul des Mediums und dem mittleren Querschnitte der Pyramide, welcher, da die abstumpfende Fläche derselben gegen die Basis sehr klein ist, ohne großen Fehler gleich der halben Basis gesetzt werden kann. Mithin ist die Kraft, welche erforderlich ist, um alle Pyramiden zu zerdrücken, gleich dem Producte aus dem Festigkeitsmodul K und der halben Summe ihrer Basen. Da nun aber die ganze Summe der Basen gleich der Oberfläche der Friabilitätssphäre oder $=4\pi r^2$ ist, wenn r den Radius derselben bedeutet, so müßte die Kraft, welche zum Zersprengen der Friabilitätssphäre gehört,

$$P=\frac{K.4\pi r^2}{2}=K.2\pi r^2 \text{ sein.}$$

Gebirgsarten.	Gewicht eines Cubikmeter in Kilogr.	Belastung eines Quadratcentimet. in Kilogr.
Granit von den Vogesen	2850	619
—, grauer, aus der Bretagne	2740	654
—, genannt Gatmos, aus der Normandie	2660	702
—, grauer, von den Vogesen	2640	423
—, blauer, von Aberdeen (Schottland)	2625	775
— von Cornwall	2662	451
Porphyr	2870	2472
Basalt aus Schweden	3060	1912
— aus der Auvergne	2880	2077
Lava vom Vesuv bei Pouzzoli	1970	592
—, milde, von Neapel	1720	160
Vulkanische Schlacke	860	33
Sandstein, rother, sehr fest	2520	813
—, weißer	2480	923
—, milder	2490	4
—, quarzig und roth, von Derby	2316	219
—, quarzig, von Dundee	2530	462
Kalkstein, schwarzer, von Lyon	2650	627
—, sehr fest, von Bagneux bei Paris	2440	444
— von Chatillon bei Paris	2290	164
—, fester, von Givry	2360	370
—, grauer, von Florenz	2560	422
—, milder	2070	120
— Oenlithor-, brauner, v. Jaumont b. Metz	2200	180
—, ebendaher, andere Sorte	2000	180
—, von Saulny bei Metz	2550	300
—, Gryphiten- von Metz	2600	300
Stinkstein	2660	681
Marmor, schwarzer, aus Flandern	2720	789
—, weißer, geadert	2700	298
—, weißer	2690	327
Gyps vom Montmartre	1920	71

Im Vorstehenden haben wir nach Combes „Traité de l'exploitation des mines, tome I, p. 449“ eine Uebersicht der Festigkeitsmoduln des Zerdrückens für verschiedene Gebirgsarten gegeben, welche ursprünglich für architektonische Constructionen ermittelt worden waren.

Wollte man nun die vorstehenden Festigkeitsmoduln in die obige Formel einsetzen, um einen Ausdruck für die Kraft zu erhalten, welche die Pulvergase auf das Gestein äußern müßten, um es zu zersprengen, so würde man jedenfalls einen zu großen Werth erhalten. Denn bei der Belastung, welche die Tabelle angiebt, wurden die Medien, mit denen man experimentirte, in kleine Stücken zerdrückt, was doch bei der bergmännischen Sprengarbeit keineswegs der Zweck ist, wo man vielmehr das Gestein nur in größere Stücke zu zertheilen beabsichtigt. Jedenfalls wurden aber die Gebirgsarten schon mit viel kleineren Belastungen zersprengt, als die waren, welche sie in kleine Stücke verwandelten, was auch aus den Versuchen von Mary deutlich hervorgeht. *)

Mary fand nämlich bei drei Versuchen mit einem festen Kalkstein von Arceuil, daß derselbe bei einer Belastung pro 1 □Centimeter der Basis von

a 157,58 Klgr. spaltete, bei 181,58 völlig zertrümmert wurde
b 109,58 " " " 115,58 " " "
c 54,70 " " " 78,79 " " "

indem sich die Belastungen, welche die verschiedenen Effecte gaben, verhielten wie

a 86,7 : 100,0
b 94,9 : 100,0
c 69,5 : 100,0

oder im Mittel wie 83,6 : 100,0. Noch auffallender war das Ergebniß eines Versuches mit einem festen Sandsteine von Nemours, der bei der Belastung von 181,58 Klgr. pro □Centimeter die ersten Spalten bekam, aber erst bei 349,58 Klgr. völlig gesprengt war, während es gar nicht gelingen wollte, ihn zu Staub zu zerquetschen, was mit dem Kalkstein von Arceuil geschehen war.

Hieraus ersieht man, daß, wenn es auch möglich ist, auf dem oben angedeuteten Wege die Kraft annähernd a priori zu ermitteln, welche aufgewendet werden muß, um ein Medium zu zersprengen, dessen Festigkeitsmodul bekannt ist, derselbe dennoch für die Praxis nur von zweifelhaftem Nutzen sein kann, so lange nicht durch zahlreichere Versuche das Verhältniß ermittelt worden ist, welches zwischen den Kräften besteht, die ein Medium zu zerreißen und denjenigen, welche es in kleine Stücke zu zertrümmern vermögen.

So einfach diese Methode auch scheinen mag, wenn

*) Combes, exploitation des mines, tome I, p. 451.

man es mit einem Medium zu thun hat, welches nur einen Festigkeitsmodul des Zerdrückens besitzt, so complicirt wird sie, wenn es mehrere hat, was wohl in den meisten Fällen stattfindet. Man müßte alsdann für jedes Medium durch Versuche in verschiedenen Richtungen den Festigkeitsmodul bestimmen und aus ihnen das arithmetische Mittel für eine kugelförmige Friabilitätssphäre einsetzen. Daß man nicht berechtigt ist, die Ermittelung der Festigkeitsmoduln in ähnlichen Gebirgsarten von verschiedenen Localitäten zu Grunde zu legen, wenn man ein einigermaßen der Wahrheit sich annäherndes Resultat erhalten will, beweist ein Blick auf die vorstehende Tabelle zur Genüge, indem bei denselben Gebirgsarten von verschiedenen Orten die größten Differenzen eintreten.

Da es aber für die Praxis von großer Wichtigkeit ist, diejenige Kraft, wenigstens annäherungsweise, zu kennen, welche ein gegebenes Medium zu zertrümmern vermag, dieselbe aber auf dem theoretischen Wege, wie wir soeben gesehen haben, nur mit den größten Schwierigkeiten auszumitteln ist, so bleibt uns für ihre Bestimmung kein anderer Weg übrig, als der der Erfahrung durch Probeschüsse, und soll weiter unten entwickelt werden, wie man sich desselben mit hinreichender Genauigkeit und mit Nutzen für die Sprengarbeit bedienen kann.

Gewinnbarkeit des Gesteins.

Wie sehr die Festigkeit eines Gesteins von seinen Structurverhältnissen abhängig ist, wird aus den obigen Betrachtungen genügend hervorgegangen sein, da sie ja beide vereinigt die Gewinnbarkeit eines Gesteines bedingen. Man glaubte für dieselbe ein Maß gefunden zu haben, indem man den Aufgang an Sprengpulver, welchen eine cubische Einheit verschiedener Medien erforderte, verglich. Da dieses Maß wenigstens bis zu einem gewissen Grade als richtig angenommen werden kann, so wollen wir hier die Zusammenstellung einer Reihe von Beobachtungen*) in den verschiedensten Medien folgen lassen. In der nachstehenden Tabelle ist 1 Cubiklachter preuß. als cubische Einheit angenommen und der Pulververbrauch in preuß. Pfunden ausgedrückt worden.

Für 1 Cubiklachter Gebirgsart.

Bei Tagebau.	Pulveraufgang in Pfunden
Granit bei Kingstown in Irland	0,66
—, sehr fester, in Frankreich	7,00
Kalkstein, pariser Grobkalk	3,66
— in Irland	0,15
Kalkstein bei Plymouth	12,00
— in Frankreich	5,75
Talkschiefer bei Sourcieux (Rhône-Departement)	2,16
Gyps am Montmartre	1,16
— in Frankreich	2,00
Sandstein des Steinkohlengebirges in Frankreich	6,50
Bei unterirdischem Bergbau.	
Granit bei Vaury (Departement haute Vienne)	7,00
Gneis auf Grube Churprinz bei Freiberg	4,50
— = = Beschert Glück daselbst	12,75
— bei Freiberg	14,60
— auf der Skuteruder Kobaltgrube (Norwegen)	22,75
— auf Grube Herzog August bei Freiberg	40,00
— auf Alte Mord Grube bei Freiberg	51,75
— auf Grube Churprinz daselbst	72,00
—, fester, in Frankreich	89,50
— bei New-York in einem Tunnel	159,90
Quarzgestein in Irland	19,80
— der Skuteruder Kobaltgrube (Norwegen)	25,00
—, festes, in Frankreich	131,25
Quarz und Erz auf Lorenz und Georg Wilhelm (Harz)	18,50
Grauwacke auf dem tiefen Georg Stolln (Harz)	10,00
— auf dem Neuen Silberseegner Richtschacht das.	27,00
— ebendaselbst, Ortsbetrieb	36,00
— auf Grube Caroline (Harz)	52,00
Thonschiefer auf Grube Pfaffenberg (Harz)	37,50
—, milder, in Frankreich	5,25
Thonschiefer und Kieselschiefer in der Grafschaft Kerry in Irland	27,20
Sandstein, Kohlengebirge zu Roche-la-Molière (Loire)	20,50
—, ebendaselbst	25,66
—, =	35,00
—, Rothliegendes Conglomerat (Mansfeld)	44,50
—, ebendaselbst	44,85
—, =	51,25
—, =	69,25
—, =	95,30
Kalkstein, dichter, in Frankreich	17,30
—, kieseliger, ebendaselbst	48,25
—, Zechstein im Mansfeldischen	26,50
—, Stinkstein, daselbst	14,85
—, Dach, daselbst	41,36
—, = =	34,00
Marmor, fester, in Frankreich	38,50
—, schiefriger, daselbst	30,00
Kupferschiefer im Venusschacht (Mansfeld)	2,85
— im 28. Lichtloch des Zabenstädter Stollns (Mansfeld)	3,25
Gyps im 30. Lichtloche daselbst	132,85
— im 22. Lichtloche =	35,36
Bleiglanz mit Gangmasse auf dem Pfaffenberg (Harz)	14,00
Steinsalz bei Wieliczka	0,55
— bei Dieuze in Frankreich	6,33
Steinkohlen im Waldenburger Revier (Schlesien)	0,17—0,46
— zu Ronchamp in Frankreich	0,40
— auf Ingerslebenflötz bei Saarbrücken	0,69
— auf Heinrichsflötz der Gerhard Grube daselbst	1,95

*) Dieselben sind zusammengetragen nach Combes, exploitation des mines; Burot, Géologie appliquée; Gätzschmann, Bergmännische Gewinnungslehre; Böbert, in Karsten's und v. Dechen's Archiv, Bd. XIV (1840) und nach Notizen des Verfassers.

Für 1 Cubiklachter Gebirgsart.

Bei unterirdischem Bergbau.	Pulveraufgang in Pfunden
Steinkohlen auf Sichelscheid im Worm-Revier . . .	1,15
— " Gerhardflötz in Oberschlesien . . .	1,85
— " Heintzmannflötz daselbst	0,85
— " Antonieflötz "	0,85
— " Fannyflötz "	1,85
— " Carolineflötz "	1,50

Die in vorstehender Tabelle ermittelten Werthe sind aus einer Reihe von Beobachtungen in jeder Gebirgsart hervorgegangen, und geben wenigstens innerhalb sehr weiter Grenzen ein Maß für die Gewinnbarkeit der Medien von ähnlicher Zusammensetzung, wie denn z. B. die Gewinnbarkeit der Steinkohlen im Allgemeinen nach obigen Angaben wenigstens 8—10 mal größer ist, als die der Kalksteine. Einen genauen Vergleich können sie aber schon um deshalb nicht zulassen, weil die Anzahl der vorhandenen freien Flächen, also die Form der Aushiebe, ferner der Grad der Zerklüftung der Gebirgsarten, ihre Structur und die Zusammensetzung und Kraft der Sprengpulversorten, welche mit jener zusammenhängt, völlig unberücksichtigt geblieben sind, selbst wenn man voraussetzt, daß das Pulver nur in der vortheilhaftesten Weise angewendet worden sei. Vielmehr können sie nur dann zu einem genaueren Resultate führen, wenn man sie zu einem Ueberschlage des Pulveraufganges bei einem zukünftigen Betriebe in *demselben Medium* benutzt, von dem dieser Werth ermittelt worden ist, da wohl in den meisten Fällen die örtlichen Verhältnisse auch in weiterer Ausdehnung ähnlich sein werden.

Die obige Zusammenstellung weist bei dem Tagebaue einen sehr viel geringeren Pulververbrauch, also auch einen sehr viel höheren Grad der Gewinnbarkeit nach, als bei dem unterirdischen Bergbau, was bei sonst gleicher Gesteinsbeschaffenheit nur durch die größere Anzahl der freien Flächen bei jenem als bei diesem, d. i. durch die *geringere Spannung* des Gebirges verursacht wird. Dieser Umstand ist es gerade, welcher bei nicht zu großen Teufen, und unter sonst günstigen Verhältnissen der Abraumsarbeit vor dem unterirdischen Betriebe so viele Vortheile gewährt, und daher auch bei letzterem so viel als möglich herbeigeführt werden muß, um einen möglichst großen Nutzeffect von der Pulverkraft zu erhalten.

Elasticität des Gesteins.

Es dürfte wohl keinem Zweifel unterliegen, daß außer den oben genannten Eigenschaften der Medien auch ihre *Elasticität* einen wesentlichen Einfluß auf die Wirkung der Bohrlöcher ausübt. Denn da nach den Gesetzen der Physik der Stoß in Medien desto weiter fortgepflanzt wird, je elastischer sie sind, so ist klar, daß auch bei der Sprengarbeit die Wirkungssphären sich in demselben Verhältnisse erweitern werden, und daß demnach die Größe des Radius der Friabilitätssphäre in geradem Verhältnisse mit der Elasticität steht. Der Grad derselben ist natürlich in verschiedenen Gebirgsarten sehr verschieden und findet sich wohl am stärksten ausgebildet in Gesteinen von blätteriger oder dünnschieferiger Structur, rechtwinkelig gegen die Schichtung, am auffallendsten vielleicht beim Glimmerschiefer, sonst auch in Basalten, Grünsteinen und Hornblendegesteinen. Bei der bergmännischen Schießarbeit wirkt die Elasticität, zumal in Verbindung mit einem nicht zu großen Festigkeitsgrade, stets vortheilhaft auf den Effect, indem sie vorzüglich die Gewinnung großer Stücke herbeiführt, die nutzlose Zertrümmerung des Gesteins hingegen und somit auch eine nutzlose Verwendung der Pulverkraft verhindert. Diese Eigenschaft des Gesteins bewirkt bei der Sprengarbeit ein eigenthümliches Phänomen, nämlich eine vollständige Verbiegung der äußern Gesteinsflächen in dem Augenblicke vor der wirklichen Sprengung. Der Verfasser glaubte diese Erscheinung schon vor mehreren Jahren beim Sprengen in Steinbrüchen und unter Tage beobachtet zu haben, hielt sie aber damals für eine optische Täuschung, bis er sich in neuester Zeit durch genauere Beobachtungen in dem Tagebaue der Scharley Galmeigrube in Oberschlesien davon überzeugte, nachdem er gesehen hatte, daß man auch beim Sprengen der Minen in der Kriegskunst dieselben Erfahrungen gemacht habe.*) Ehe nämlich, nach Entzündung der Mine, die Minengarbe mit großer Geschwindigkeit auffliegt, beobachtet man über dem Minenofen an der Tagesfläche eine Auftreibung, welche sich nach und nach vergrößert und die Form einer sphärischen Kalotte annimmt. So sah der Verfasser durch Zufall eine ähnliche Erscheinung an einer Glasplatte, welche über einen noch ziemlich heißen Porzellantiegel, in welchem Salpeter geschmolzen worden, gedeckt war, indem dieselbe durch die ausstrahlende Hitze veranlaßt wurde, sich an dem Theile, mit dem sie den Tiegel bedeckte, am stärksten auszudehnen. Da jedoch der Rand der Glasplatte rings um diesen stärker erhitzten Theil nicht nachgab, weil seine Ausdehnung eine viel schwächere war, so war der erstere gezwungen, seine größere Ausdehnung nach der von dem Tiegel abgekehrten Seite hin zu suchen, und wurde sonach flach Glockenförmig aufgetrieben, bis die Spannung endlich denjenigen Grad erreichte, um die Festigkeit des Glases zu überwinden, also dasselbe zu zersprengen.

Die soeben besprochene Erscheinung weist darauf hin, daß die Zertrümmerung des Gesteines keineswegs in einem untheilbaren Augenblicke, welcher mit dem der Entzündung des Pulvers zusammenfällt, stattfindet, wie man geglaubt

*) v. Rode, Aphoristische Darstellung der Kriegs-Minen, Berlin 1826, Seite 116.

hat *), daß vielmehr erst eine gewisse Zeit nöthig sei, die Elasticität der Medien zu überwinden, welche in der That viel größer ist, als man im Allgemeinen annimmt, ehe ihre wirkliche Zerreißung eintritt. Weil nun aber die Vernichtung der Elasticität jedenfalls vortheilhafter durch einen anhaltenden und dabei beständig zunehmenden Druck erfolgt, als durch einen plötzlichen von gleicher Intensität, indem sie eine wirkliche Raumveränderung und somit auch eine Ueberwindung des statischen Momentes voraussetzt, so ist klar, daß auch die Erzeugung der den Druck ausübenden Kraft demgemäß statthaben muß.

Dieser Grundsatz ist auch durch die Erfahrung längst als richtig anerkannt worden, indem man alle plötzlich explodirenden Substanzen zum Hervorbringen der Kraft verworfen und nur solche gewählt hat, welche vermöge ihrer Zusammensetzung eine langsamere Kraftentwickelung bedingen. Diese Andeutung möge hier genügen, da wir noch bei einer andern Gelegenheit, bei der chemischen Zusammensetzung des Sprengpulvers, auf eine nähere Besprechung dieses Thema's zurückkommen werden.

Wir sehen also, daß die Elasticität der Gesteine ein wichtiger Factor in der Reihe von Erscheinungen ist, welche die Zersprengung derselben bedingen. Natürlich wird man eben so wenig im Stande sein, für jeden Fall seine wirkliche Größe mit Sicherheit zu erkennen, wie dieses bei Beurtheilung des Einflusses, welchen die Festigkeit der Medien ausübt, möglich war, indem alle diese Erscheinungen gleichzeitig vorkommen und so in einander greifen, daß sie gegenseitig ihre Wirkungen modificiren.

Temperatur und Wärmeleitungsfähigkeit des Gesteins.

Schließlich haben wir noch den Einfluß zu betrachten, welchen die Temperatur und die Wärmeleitungsfähigkeit der Medien auf die Sprengwirkung äußern. Die Medien, in welchen die Sprengarbeit überhaupt stattfindet, haben stets eine verhältnißmäßig sehr niedrige Temperatur, welche auch in den tiefsten Gruben unter gewöhnlichen Verhältnissen kaum die Blutwärme übersteigen möchte. Im Vergleich zu dieser ist aber die Wärme, welche im Momente der Verbrennung des Pulvers in dem Bohrloche entwickelt wird, eine sehr große, da sie wenigstens auf 1000° anzuschlagen ist. So kurz wie nun die Zeit auch ist, welche die stark erhitzten Pulvergase im Innern des Bohrloches verbleiben, so ist doch gleich ein Bestreben zwischen ihnen und dem von ihnen berührten Gesteine vorhanden, das Gleichgewicht ihres Wärmezustandes herzustellen. Es wird also von dem Augenblicke der Entzündung des Pulvers bis zu dem Momente der wirklichen Sprengung eine beständige Wärmeentziehung durch das Gestein nach physikalischen Gesetzen stattfinden müssen, und zwar wird die den Pulvergasen entzogene Wärmemenge desto größer sein, je niedriger die Temperatur des Gesteines und je größer die Anzahl der Berührungspunkte mit demselben ist. Da nun aber eine Wärmeentziehung die Spannung der Gase vermindert, also auch ihre Arbeitskraft schwächt, so ist klar, daß die Temperatur des Gesteines nur nachtheilig auf die Kraftentwickelung des Sprengpulvers wirken kann. Dieser nachtheilige Einfluß der Temperatur steigert sich noch durch das Wärmeleitungsvermögen des Gesteins; denn es ist klar, daß, je größer dasselbe ist, auch desto größere Wärmemengen in gleichen Zeiten der Wärmequelle entzogen werden, indem sich die Wärmezunahme des Gesteins auf eine größere Entfernung erstreckt, wenn das Medium ein guter Wärmeleiter, als wenn dieses nicht der Fall ist. Da sich nun aber die Temperaturerhöhung nicht nur nach einer Richtung hin erstreckt, sondern nach allen Seiten, so folgt hieraus, daß der Wärmeverlust der Pulvergase nicht in geradem Verhältnisse mit den Werthen des Leitungsvermögens der Medien, sondern wie die Cuben derselben wächst, mithin die Verluste an Kraft in einer sehr rasch steigenden Reihe durch die Abkühlung, welche die Bohrlochswände hervorbringen, zunehmen. Gewöhnlich gehören jedoch die Medien, in denen die Sprengarbeit vorgenommen wird, der Klasse der schlechten Wärmeleiter an, und so werden demnach auch die Verluste an Arbeitskraft, welche durch das Wärmeleitungsvermögen des Gesteins verursacht werden, in den meisten Fällen nicht allzuhoch anzuschlagen sein.

Nachdem wir nun den Einfluß betrachtet haben, welchen die Eigenschaften des Gesteines auf die Sprengwirkung ausüben, wollen wir im Folgenden sehen, wie sich die Beschaffenheit der Ladung und des Besatzes in gleicher Hinsicht verhält.

Einfluß der Ladung und des Besatzes auf die Sprengwirkung.

Zusammensetzung des Pulvers.

Von der größten Wichtigkeit für die Leistung der Sprengarbeit ist ein gutes, aus reinen Substanzen gefertigtes Sprengpulver, und deshalb bei seiner Wahl auf die chemische Zusammensetzung ein besonderes Gewicht zu legen, da verschieden zusammengesetzte Pulversorten eine sehr verschiedene Kraftäußerung geben.

Bekanntlich ist das Schieß- und Sprengpulver ein Gemenge von Salpeter, Kohle und Schwefel, welches dazu dienen soll, bei seiner Zersetzung plötzlich eine Menge Gase zu entwickeln, die durch die hierbei entstandene sehr hohe Temperatur eine sehr bedeutende Ausdehnung erleiden, und auf alle Körper, welche sie an der Ausdehnung verhindern, eine sehr große Kraft ausüben. Man

*) Combes, exploitation des mines, tome I, p. 277.

hat vielfach versucht, die einzelnen Bestandtheile des Pulvers durch andere Substanzen zu ersetzen, so namentlich den Salpeter durch andere salpetersaure oder chlorsaure Salze, von denen jedoch die letzteren wegen der starken Explosionen, die ihr Gemenge mit brennbaren Körpern verursacht und wegen der Gefahr bei Bereitung desselben, von der Anwendung im Großen ausgeschlossen worden sind. Von den salpetersauren Salzen ist statt des Salpeters für einzelne Sprengpulversorten nur das salpetersaure Natron, der Chilisalpeter beibehalten worden, da er wohlfeiler als der Kalisalpeter ist; jedoch besitzt er die unangenehme Eigenschaft, nach längerer Zeit Feuchtigkeit aus der Luft anzuziehen und dadurch das aus ihm bereitete Pulver zu verschlechtern.

Ebenso hat man versucht, die Kohle und den Schwefel des Pulvers durch andere Körper zu ersetzen, ohne jedoch dadurch einen Vortheil erreichen zu können, weshalb man immer wieder auf die frühere qualitative Zusammensetzung zurückgekommen ist.

Was nun die quantitativen Verhältnisse betrifft, nach welchen das Pulver zusammengesetzt ist, so lassen sich fast alle in der Praxis vorkommenden Pulversorten auf zwei einfache chemische Formeln zurückführen, von denen diejenige aus

1 Aequiv. Salpeter, 3 Aequiv. Kohle und 1 Aequiv. Schwefel die Schießpulvermischung, die andere aus

1 Aequiv. Salpeter, 4 Aequiv. Kohle, 2 Aequiv. Schwefel die Sprengpulvermischung repräsentirt.

Eine andere Pulvermischung bestehend aus

1 Aequiv. Salpeter, 6 Aequiv. Kohle, 1 Aequiv. Schwefel hat keine weitere Anwendung gefunden, da sie einen nur schwachen Effect giebt, und sich außerdem schwer bearbeiten läßt.

Im Folgenden ist zum Vergleiche eine Anzahl Analysen verschiedener Berg- und Sprengpulversorten zusammengetragen worden, die zum Theile vom Verfasser ausgeführt wurden.

Es enthalten 100 Theile	Salpeter	Kohle	Schwefel
1. Oesterreichisches Sprengpulver nach Prechtl	60,19	21,35	18,44
2. Französisches rundes Sprengpulver . . .	62,0	18,0	20,0
3. Harzer Bergpulver	62,11	21,28	16,41
4. Oesterr. Militairsprengpulver nach Meyer	62,22	19,35	18,23
5. Französisches Minenpulver	62,3	17,7	20,0
6. Sächsisches Militairsprengp. n. Lampadius	64,0	16,5	19,5
7. Französisches Sprengpulver n. Briançon	65,0	15,0	20,0
8. Französisches Bergpulver	65,5	15,0	19,5
9. Ostindisches Pulver (Freiberger Revier) .	66,48	18,17	15,35
10. Russisches Militairsprengpulver	66,66	16,66	16,66
11. Russisches Bergpulver	66,8	16,6	16,2
12. Westphälisches Bergpulver (Dortmunder Rev.)	67,08	15,79	17,13
13. Hochschlägiges Pulver (Freiberger Revier)	67,58	16,64	15,78
14. Westphälisches Bergpulver (im Siegenschen)	68,33	15,83	15,83
15. Italienisches Militairsprengpulver . . .	70,0	12,0	18,0
16. Zünderpulver (Freiberger Revier)	70,78	14,77	14,45
17. Sächsisches Militairsprengpulver	72,0	14,0	14,0
18. Doppelpulver (Freiberger Revier) . . .	73,6	13,0	13,4
19. Preußisches Geschützpulver	74,84	13,32	11,84
20. Chilipulver (Freiberger Revier)	3,74 Chilisalpeter 61,66	17,25	17,35

In vorstehender Tabelle findet man eine Anzahl sehr verschieden zusammengesetzter Sprengpulversorten, die nothwendigerweise je nach der Reinheit der zu ihrer Bereitung verwendeten Materialien, der sorgfältigen Bearbeitung und ihrer Zusammensetzung einen sehr verschiedenen Krafteffect gegeben haben müssen.

Setzt man die Anwendung chemisch reinen Salpeters und Schwefels, sowie einen Aschengehalt der Kohle von 10 Proc. voraus, so würde das Pulver Nr. 6 der theoretischen Sprengpulvermischung von

1 Aequiv. $\dot{K}\ddot{\bar{N}}$, 4 Aequiv. C, 2 Aequiv. S

am meisten entsprechen, während sich die übrigen mehr und mehr durch Ab- oder Zunahme ihres Salpetergehaltes von derselben entfernen, und allmälig in die Verhältnisse der Schießpulvermischung von

1 Aequ. $\dot{K}\ddot{\bar{N}}$, 3 Aequ. C und 1 Aequ. S

übergehen, wie dieses namentlich bei dem Freiberger Doppelpulver Nr. 18 der Fall ist, welches der folgenden Sorte, dem preuß. Geschützpulver, fast ganz gleich zusammengesetzt ist.

Um nun den relativen Arbeitseffect der nach verschiedenen Formeln zusammengesetzten Pulversorten a priori beurtheilen zu können, ist es nothwendig, ihre jedesmaligen Zersetzungs- d. i. Verbrennungsproducte zu kennen.

Das Sprengpulver $1\ \dot{K}\ddot{\bar{N}} + 4\ C + 2\ S$ giebt unter Voraussetzung einer vollständigen Verbrennung 1 Aequ. Schwefelkalium (KS), 4 Aequ. Kohlenoxydgas (Ċ), 1 Aequ. Stickstoff (N) und 1 Aequ. schwefelige Säure (S̈), oder da Sprengpulver in 100 Theilen besteht aus:

64,1 Salpeter	=	24,7 Kalium 30,4 Sauerstoff 9,0 Stickstoff
18,6 Schwefel	=	18,6 Schwefel
17,3 Kohle	=	15,4 Kohlenstoff

so liefern dieselben nach vollständiger Verbrennung gasförmige Producte:

Kohlenoxydgas	= 35,64	
Schwefelige Säure	= 28,72	
Stickstoffgas	= 9,00	
	73,36	Theile und
Schwefelkalium	26,64	"
	100,00	Theile

dem Gewichte nach.

Das Schießpulver hingegen 1 K $\dot{N}$ + 3 C + 1 S liefert nach vollständiger Verbrennung 1 Aequ. Schwefelkalium im festen Rückstande, 3 Aequ. Kohlensäure ($\dot{C}$) und 1 Aequ. Stickstoff (N) oder in 100 Theilen aus

74 Salpeter	=	28,6	Kalium
		35,1	Sauerstoff
		10,3	Stickstoff
10 Schwefel	=	10	Schwefel
16 Kohle	=	13,24	Kohlenstoff

an gasförmigen Producten:

Kohlensäure	=	48,34
Stickstoffgas	=	10,3
		58,64 Theile
Rückstand (Schwefelkalium)		41,35 "
		100,00 Gew.-Theile.

Was nun die Temperaturen anbetrifft, welche bei Verbrennung der verschiedenen Pulvermischungen entstehen, so lassen sie sich in der Praxis mit keinem Instrumente messen, jedoch nach der Menge und Zusammensetzung der Verbrennungsproducte theoretisch berechnen, wobei von vorn herein bemerkt werden muß, daß die berechneten Temperaturen in der Praxis aus leicht begreiflichen Gründen niemals erreicht werden können, daß sie aber dennoch zur relativen Vergleichung der Arbeitseffecte verschiedener Pulversorten unter sich sehr gut, und zwar mit ziemlicher Genauigkeit gebraucht werden können.

Legt man der Berechnung folgende Werthe zu Grunde:

	speciv. Gew.	speciv. Wärme	Ausdehnungscoefficient
Kohlensäure	1,5201	0,221	0,37
Kohlenoxyd	0,9720	0,288	0,36
Stickstoff	0,9760	0,275	0,37
Schwefelige Säure	2,2470	0,570	0,39

Wärmeentwickelung von 1 Theil Kohle (in Sauerstoff zu Kohlensäure verbrannt) = 7912°, von 1 Th. Kohlenoxyd = 2634° und von 1 Th. Schwefel = 2710°, so ergiebt sich Folgendes:

Da in 1 Th. $\dot{C}$ 0,43 Th. C enthalten sind, so entwickelt 1 Th. C (als $\dot{C}$ zu $\ddot{C}$ verbrannt) $\frac{2634}{0,43} = 6125°$. Wenn also 1 Th. C zu $\dot{C}$ verbrennt, so ist die Temperaturentwickelung = 7912 — 6125 = 1787°.

In einer Pulvermischung, die aus 1 Aequ. $\dot{K}$ $\ddot{N}$, 4 Aequ. C und 2 Aequ. S besteht, sind nach vollständig erfolgter Verbrennung mit 35,64 Th. $\dot{C}$, 28,72 Th. $\ddot{S}$ und 9 Th. N gemengt. Da nun die Wärmeentwickelung des Schwefels 2710° beträgt, so muß die des Sprengpulvers

$$= \frac{1787 + 2710}{2\frac{1}{3}.0,288 + 0,569.0,275 + 1,871.0,570} = 2369°$$ sein.

In der Schießpulvermischung hingegen (1 $\dot{K}\ddot{N}$, 3 C, 1 S), welche als Gase nur Kohlensäure und Stickstoff liefert, sind mit 48,85 Th. $\ddot{C}$, 10,36 Th. N gemengt, und da sich 1 Th. C mit $2\frac{2}{3}$ Th. O zu $3\frac{2}{3}$ Th. $\ddot{C}$ verbindet, so sind mit $3\frac{2}{3}$ $\ddot{C}$ 0,778 N gemengt; daher berechnet sich die Temperatur bei Verbrennung dieses Pulversatzes auf

$$\frac{7912}{3\frac{2}{3}.0,221 + 0,778.0,275} = 7719°.$$

Was nun die Volumenausdehnung der Pulvergase betrifft, so geben 100 Gramme Sprengpulver 73,36 Gr. Pulvergase und zwar haben dieselben bei 15° Cels. folgendes Volumen:

Kohlenoxyd	= 35,64 Gr.	= 0,915	Cubikfuß
Stickstoff	= 9,00 "	= 0,230	"
Schwefelige Säure	= 28,72 "	= 0,315	"
	zusammen	1,460	Cubikfuß.

Da nun 1 Cubikf. Pulver = 28032 Gr. wiegt, also 100 Gr. = 0,0036 Cubikf. sind, so haben die Gase des Sprengpulvers bei 15° Cels. ein 406faches Volumen.

Der Ausdehnungscoefficient der Pulvergase ist aber für je 100° Temperaturzunahme im Mittel = 0,3665; daher werden die 406 Vol. Gase bei der Verbrennungstemperatur von 2369° um das 1 + 0,003665 . 2369 = 9,68fache ausgedehnt; die 406 Vol. werden daher bei ihrer Entstehung den Raum von 3930 Volumen eingenommen haben.

Die Volumenausdehnung der Schießpulvergase berechnet sich analog der vorigen wie folgt:

100 Gr. Schießpulver liefern 58,64 Gr. Pulvergase, welche bei der Temperatur von 15° Cels. ein Volumen von 1,062 Cubikf. haben, d. i.

Kohlensäure	= 48,34 Gr.	= 0,792	Cubikf.
Stickstoffgas	= 10,30 "	= 0,270	"
	zusammen	1,062	Cubikf.

Da nun 100 Gr. Pulver ein Volumen von 0,0036 Cubikf. haben, so nehmen seine Gase bei 15° Cels. das 295fache Volumen ein, welches sich bei der Verbrennungstemperatur des Schießpulvers von 7719°, um das 1 + 0,003665 . 7719 = 29,29fache steigert, so daß demnach 1 Vol. Schießpulver im Momente seiner vollständigen Verbrennung 8640 Vol. Pulvergase, also 2,2 mal mehr giebt, als 1 Volumen Sprengpulver.

Wie bereits bemerkt, ist eine solche Entwickelung der Pulverkraft, wie sie hier nach der Theorie berechnet ist, in der Praxis niemals möglich, weil das Pulver wegen seiner stets unvollkommenen Verbrennung niemals zu seiner ganzen Wirkung gelangen kann, und weil eine Menge Ursachen, welche weiter unten näher besprochen werden sollen, namentlich seine Wärmeentwickelung und somit auch seine Kraft beeinträchtigen.

Soviel steht jedoch fest, daß das Pulver von der Zusammensetzung des Schießpulvers, wenn es unter gleichen Umständen und richtig angewendet wird, ein disponibles Kraftmoment entwickelt, welches mehr als das Doppelte desselben bei dem gewöhnlichen Sprengpulver beträgt, weshalb bei einem rationell betriebenen Bergbau das letztere füglich gar keine Anwendung mehr finden sollte. Daß alle Nachtheile, welche das starke Pulver dem gewöhnlichen Sprengpulver gegenüber, bei den Versuchen bis in neuere Zeit, hervorgebracht haben soll, nur auf einer fehlerhaften Anwendung desselben beruht haben, wird weiter unten gezeigt werden.

Was nun schließlich die Rohkraft des Pulvers anlangt, so muß dieselbe unter gleichen Umständen und bei gleichem Volumen und Oberfläche dieselbe sein; sie ist das Product aus dem Drucke der Pulvergase auf die Wände des sie einschließenden Raumes und wird in der Praxis etwa auf $^2/_3$ der berechneten Kraft zu schätzen, also bei Schießpulver = einem Drucke von $^2/_3 . 8640 = 5760$ Atmosphären oder 80000 Pfd. pro 1 □ Zoll sein. Die wirkliche Nutzkraft hingegen oder der Effect muß stets ein Bruchtheil der Rohkraft sein, dessen Größe von den verschiedensten Ursachen abhängig ist, die durch den Einfluß der Gesteinsbeschaffenheit, der Ladung, des Besatzes u. s. w. bedingt wird.

Form der Ladung.

Um die möglichst größeste Wirkung von der Pulverkraft zu erlangen, ist es sehr wesentlich zu berücksichtigen, in welcher Form sich die Ladung befinde, und was für eine Gestalt die zweckmäßigste sei. Dieser Umstand ist bisher fast immer, wenigstens in der Berg-Technik, unverdienterweise unbeachtet geblieben, und es wurde ihm nur von einzelnen Ingenieuren bei Beurtheilung der Ladungen für Kriegs-Minen einige Aufmerksamkeit geschenkt*). So war die gewöhnliche Gestalt der Minenöfen die eines Würfels; jedoch schlugen einige Ingenieure, statt ihrer, cylindrische, Andere parallelepipedische Oefen vor. Belidor hingegen empfahl plattere Kästen, als die cubischen, sogenannte Koffer, von denen man annahm, daß sie eine größere Wirksamkeit als die übrigen besäßen, und, in gewissen Medien niedergelegt, einen größeren Trichter tagen müßten.

Wir wollen nun zunächst darzustellen versuchen, in was für einer Beziehung die Größe der Arbeitskraft des Pulvers zu seiner Gestalt steht. Die Pulverkraft wirkt, wie wir oben gezeigt haben, als Druckkraft im Inneren der Bohrlöcher nach allen Seiten hin auf seine Wände, daher ist es klar, daß die Arbeitskraft der Pulvergase desto größer werden wird, je größer bei gleichem Drucke die Oberfläche ist, auf welche sich dieser äußert. Da nun aber der Druck der Pulvergase in Körpern von beliebiger Gestalt derselbe bleibt, wenn nur ihr Volumen gleich ist, so folgt hieraus der Satz, daß die Ladung dann den größten Effect zu leisten vermöge, wenn sie bei gleichem Rauminhalte die größeste Oberfläche besitze, und umgekehrt. Dieser Satz würde allgemein richtig sein, wenn das Medium dieselbe Temperatur besäße, welche die Pulvergase annehmen. Weil dieses aber nicht der Fall ist, vielmehr das erstere stets abkühlend auf die letzteren wirkt, und zwar, wie wir oben Seite 247 gezeigt haben, in demselben Verhältnisse, wie sich die Berührungspunkte vermehren, also die Oberflächen größer werden, so muß es natürlich für die Oberflächenzunahme der Ladung eine Maximumgrenze geben, bis zu welcher sich bei gleichem Volumen die Effecte steigern, dann aber wieder sinken, jemehr diese Grenze überschritten und je größer der abkühlende Einfluß des Gesteines wird.

Wie wesentlich die Form der Ladung für Erlangung ihres höchsten Nutzeffectes ist, wollen wir jetzt an einem Beispiele zeigen. Denkt man sich nämlich nach vollständig erfolgter Verbrennung des Pulvers auf die Bohrlochswände einen Druck von 2000 Atmosphären oder 28000 Pfd. pro 1 □ Zoll Oberfläche ausgeübt, so würde seine Arbeitskraft bei einer cylindrischen Patrone von 1 Zoll Durchmesser und 10 Zoll Höhe, welche 7,85 Cubikzoll Rauminhalt und 32,96 □ Z. Oberfläche hat, $= 28000 \times 32{,}96 = 922880$ Pfd. sein. Denkt man sich hingegen dieselbe Ladung in Kugelgestalt gebracht, so würde sie bei 7,85 Cubikzoll Rauminhalt nur 5,19 □ Z. Oberfläche haben, mithin der Druck der Pulvergase nur $= 28000 \times 5{,}19 = 145320$ Pfund, oder 6,35 mal geringer sein, als bei der cylindrischen Patrone. Da nun die Kugel von allen Körpern bei gleichem Rauminhalte die kleinste Oberfläche besitzt, so ist ihre Form natürlich die ungünstigste für den Effect der Ladungen. Wenn dennoch Hr. Courberbaisse*) beim Sprengen von Kalkfelsen im Departement des Lot mit kugelförmigen Minen, welche er mit Salzsäure in dem Pulversacke der Bohrlöcher erzeugt, und mit sehr großen Pulverquantitäten (bis zu 70 Kilogr.) lud, einen größeren Effect, als mit cylindrischen Bohrlöchern und schwächeren Ladungen erhielt, so hat dieses nur darin seinen Grund, daß er in dem Kalksteine einen hohlen Raum von 1 Liter mit 0,70—0,80 Francs mittelst Salzsäure herstellen konnte, während ihm ein ebenso großer Raum durch mechanische Mittel zu erzeugen, $1^1/_2$—2 Francs gekostet haben würde; er hat demnach allerdings eine bedeutende Ersparung an Arbeitslohn erlangt, indem er die mechanische Kraft durch chemische Mittel ersetzt; es liegt aber auf der Hand, daß er keineswegs eine größere Leistung des Pulvers erhalten haben kann, dadurch, daß

*) v. Rode, Allgemeiner Ueberblick der physikalisch-mathematischen Theorie der Kriegs-Minen. Berlin, 1826. S. 69.

*) Comptes rendus XIX. Nr. 17.

er seinen Minen eine kugelförmige Gestalt gab, als wenn er cylindrische Bohrlöcher angewendet hätte, und ferner dadurch, daß er, wie wir weiter unten bei der Größe der Ladungen zeigen werden, statt mehrerer kleinerer und schwächer geladener Bohrlöcher, nur sehr stark geladene wegthat. Es wird daher nach unserm obigen Satze ein vierseitiges Prisma die geeignetste Gestalt sein, welche der Patrone zu geben wäre, um den größten Nutzeffect aus der Pulverkraft zu ziehen, da das vierseitige Prisma bei gleichem Volumen die größte Oberfläche besitzt.

Von diesem Gedanken ausgehend schlug Combes vor*), statt der gewöhnlichen cylindrischen Patronen, prismatische anzuwenden, und zwar dieselben mit vier Holzstücken, welche einerseits der Patrone und andererseits den Wänden eines cylindrischen Bohrloches eng anschließen, zu umkleiden, weil es nämlich schwierig sein würde, ein prismatisches Bohrloch zu schlagen, welches der Gestalt der Patrone entspräche, so daß der schädliche Raum zwischen der vierseitigen Patrone und dem runden Bohrloche mit dem erwähnten Holzstückchen ausgefüllt wurde.

Denkt man sich nun die prismatische Patrone mit einer quadratischen Basis so angefertigt, daß ihre Seiten die Sehnen des Bohrlochskreises bilden, so ist die Basis derselben das in den Kreis eingeschriebene Quadrat, welches, wenn der Kreis $= r^2\pi$ ist, $= 2r^2$ werden muß. Es verhalten sich also ihre Größen wie $\pi : 2$ oder wie $3{,}1416 : 2$, mithin steht der im Bohrloche unbenutzt bleibende schädliche Raum zu dem Rauminhalte des ganzen Bohrloches selbst in dem Verhältnisse wie $1{,}1416 : 3{,}1416$, d. h., der schädliche Raum nimmt mehr als $\frac{1}{3}$ des Bohrloches ein. Würde nun dieselbe Ladung bei gleicher Länge der Patrone in gewöhnlicher Weise in ein cylindrisches Bohrloch gebracht, so braucht dasselbe noch nicht $\frac{2}{3}$ der Größe desjenigen zu haben, welches man schlagen müßte, um die erwähnte Combes'sche Patrone anzuwenden, woraus folgt, daß der Häuer bei Gebrauch der letzteren auf die Herstellung des Bohrloches eine Arbeitskraft verwenden müßte, welche mehr als $\frac{1}{3}$ größer wäre, als bei der gewöhnlichen Schießmethode. Um daher den Nutzen der Combes'schen Patrone festzustellen, wäre es nothwendig, zu ermitteln, ob die Pulvererſparung, welche sie herbeiführt, den Mehraufwand an Arbeitskraft, welchen das Bohrloch erfordert, zu übertragen vermag, was wohl in vielen Fällen bezweifelt werden dürfte. Außer dem soeben angeregten Bedenken, welches der Anwendung dieser Patrone hindernd entgegensteht, findet Combes selbst noch Zweifel über ihren Nutzen darin, ob die Mehrausgabe für die Anfertigung der Patronen und der Holzstückchen von der Ersparniß an Pulverkosten gedeckt werden würde, wozu noch kommt, daß die Gegenwart der letzteren in dem Bohroche überhaupt schädlich für den Nutzeffect des Pulvers ist.

Denn da das Holz ein Körper ist, welcher eine bei weitem größere Elasticität besitzt, als das zu sprengende Medium, so ist einleuchtend, daß es dem Drucke, welchen es zunächst von den Pulvergasen erhält, stärker nachgeben wird, als dieses, mithin ihn durchaus nicht mit derselben Intensität auf das anliegende Gestein übertragen kann, als wenn die Pulvergase direct auf letzteres wirken könnten. Es muß also durch die Gegenwart des die Bohrlochswände umkleidenden Holzes eine ähnliche Erscheinung, wie durch das Vorhandensein von Klüften innerhalb des Sprengkörpers, hervorgebracht werden, indem in beiden Fällen die Uebertragung der regelmäßigen Wellenbewegung auf das Gestein erschwert, also auch die höchste Benutzung der Pulverkraft verhindert wird.

Man müßte daher, um von prismatischen Patronen den größesten Nutzeffect zu erhalten, dieselben auch in ebenso gestaltete Bohrlöcher laden; da es aber schwierig und kostspielig sein würde, dieselben herzustellen, so wird wohl überhaupt von prismatischen Patronen, deren Form unstreitig die vortheilhafteste sein würde, so lange Abstand genommen werden müssen, bis man vielleicht durch andere mechanische Vorrichtungen im Stande wäre, mit denselben Kosten prismatische Bohrlöcher, wie jetzt cylindrische, zu bohren.

Dem Prisma nähert sich von allen übrigen Körpern in Bezug auf größeste Oberfläche bei gleichem Rauminhalte am meisten der Cylinder, dessen Form für die Patronen die gewöhnliche ist. Dieselbe ist schon sehr vortheilhaft für die Pulverwirkung im Vergleiche mit der einer Kugel, wie wir an dem obigem Beispiele gesehen haben; aber sie steht auch selbst dem Prisma nicht allzusehr nach, indem sich die Oberflächen der Cylinder zu den Prismen von gleicher Höhe und Rauminhalt verhalten wie $6{,}282 : 7{,}096$ oder wie $0{,}88 : 1{,}00$. — Erwägt man außerdem, daß mit den jetzigen Mitteln cylindrische Bohrlöcher am leichtesten und wohlfeilsten herzustellen sind, so dürfte wohl auch die cylindrische Patrone allen andern mit Recht in der Praxis vorzuziehen sein, indem sie es möglich macht, daß der schädliche Raum, welcher sich vielleicht in jedem Bohrloche findet, schon durch den unvollkommenen Anschluß der Patrone an die Bohrlochswände bedingt, auf das Minimum reducirt werde.

Wir haben hier zunächst noch zweier Patronen zu gedenken, welche aus der gewöhnlichen hervorgegangen sind und von Combes*) beschrieben werden. Die erste ist die des französischen Ingenieurofficiers Leblanc, und hat zwar die gewöhnliche cylindrische Form, ist aber in der Mitte mit einem hölzernen Cylinder versehen, welcher einen Theil der Pulverladung ersetzt. Da man nun mit dieser Patrone

*) Exploitation des mines. I. p. 277.

*) Exploitation des mines. I. p. 280.

denselben Effect erhalten soll, wie mit einer ganz mit Pulver gefüllten, so wäre das Pulver, dessen Raum der hölzerne Cylinder einnimmt, erspart, mithin die Pulverkraft in der Leblanc'schen Patrone besser benutzt, als in der gewöhnlichen. Es ist hier allerdings einer kleineren Pulvermasse eine größere Oberfläche gegeben worden, als sie ohne den Holzcylinder haben würde, und somit müßte die Arbeitskraft des Pulvers eine höhere werden, da der Druck auf eine größere Fläche wirken kann. Jedoch ist es überhaupt fraglich, ob nicht die Pulvermasse, welche die Leblanc'sche Patrone enthält, auch in Form einer gewöhnlichen Patrone hinreichend gewesen sein würde, um eine genügende Sprengung hervorzubringen. Wenn man annimmt, daß der hölzerne Cylinder in der Leblanc'schen Patrone $^1/_3$ ihres ganzen Rauminhaltes einnehme, so beträgt nothwendigerweise der schädliche Raum des Bohrloches auch $^1/_3$, und man würde, wie bei der Combes'schen prismatischen Patrone, $^1/_3$ derjenigen Arbeitskraft, welche auf das Schlagen der Bohrlöcher verwendet wurde, erspart haben, wenn man sich, statt der Leblanc'schen, der gewöhnlichen cylindrischen Patrone mit derselben Pulverladung bedient hätte. Es treten also auch hier dieselben Verhältnisse ein, wie bei der oben erwähnten prismatischen Patrone, wozu noch kommt, daß die Form der Leblanc'schen durchaus nicht für eine günstige Entzündung und Verbrennung des Pulvers geeignet ist, sowie daß sie eine nicht unbedeutende Abkühlung der Pulvergase durch die größere Berührungsfläche mit dem Gesteine gestattet.

Combes hielt die zweite Patrone noch für wirksamer; sie ist ebenfalls ein Cylinder, in welchen Holz eingeladen ist, jedoch nicht in Form eines Cylinders sondern eines Halbcylinders, welcher die eine Hälfte der Patrone ausfüllt und beim Laden des Bohrloches nach der Seite des anstehenden Gesteines hin gewendet werden sollte. Da nämlich die Pulverkraft sich nach allen Richtungen äußert, jedoch wirksam nur nach den freien Flächen hin, so glaubte man ihre Wirkung nach den von den freien Flächen abgekehrten Seiten abzuschwächen, mithin auf erstere zu verstärken, wenn man die in Rede stehende Patrone anwendete, indem die Pulvergase bei der halbcylindrischen Form nach den freien Flächen zu, auf eine Oberfläche drückten, welche dem halben Mantel des Cylinders entsprach, während sich der Druck nach dem anstehenden Gesteine zu, nur auf die gerade Fläche des Halbcylinders äußern konnte. Dieses würde auch wirklich geschehen können, wenn das Bohrloch selbst als Halbcylinder in das Gestein geschlagen worden wäre; da aber diese Form erst durch Ausfüttern mit Holz hergestellt werden muß, so ist ihr Vortheil nur scheinbar. Es ist allerdings richtig, daß die Erschütterungswellen, welche durch den hölzernen Halbcylinder gehen, bei weitem nicht die Intensität und Erstreckung der übrigen haben werden, indem sie durch die Gegewart des elastischeren Holzes abgeschwächt und schlechter auf das Gestein übertragen werden, wodurch in dieser Richtung eine Abflachung der Friabilitätssphäre entstehen muß; aber der Kraftaufwand der Pulvergase ist nach dieser Seite hin eben so groß, wie nach jeder andern, weil der Druck, zwar mittelbar, auf eine eben so große Fläche in der von den freien Flächen abgekehrten Richtung erfolgt, als in dieser selbst. Man erreicht daher durch eine halbcylindrische Patrone in einem cylindrischen Bohrloche keine vollkommenere Benutzung der Pulverkraft, man verhindert nur durch die Gegenwart des hölzernen Halbcylinders nach dieser Seite hin die Ausdehnung der Friabilitätssphäre in dem Maße, wie sie nach den andern Seiten hin erfolgt. Wenn man also mit der halben Pulverladung in der halbcylindrischen Patrone eine genügende Sprengwirkung erhält, so muß dieses ganz gewiß auch geschehen, wenn man dieselbe Pulvermenge in ein gewöhnliches Bohrloch ladet, welches dann nur halb so weit zu sein braucht, als für die zweite besprochene Patrone nöthig wäre; es müßte dann also ein Häuer in derselben Zeit, welche erforderlich wäre, um einen Schuß mit der halcylindrischen Patrone zu thun, zwei Bohrlöcher der gewöhnlichen Art herstellen und wegthun können.

Wenn wir nun gesehen haben, daß der Nutzen, welchen die besprochenen Patronen gewähren sollen, mindestens zweifelhaft ist, so dürfte die Anwendung der gewöhnlichen cylindrischen Pulverladungen unter allen Umständen gerechtfertigt sein, zumal da man, wenigstens innerhalb gewisser Grenzen, im Stande ist, ihre Oberfläche beliebig zu vergrößern, indem man bei einem geringeren Durchmesser ihre Höhe zunehmen läßt.

In den meisten Fällen ist die Tiefe der Bohrlöcher eine gegebene Größe, von der die Höhe der Pulverladung einen Bruchtheil ausmacht, welcher sich nach der Erfahrung auf $^1/_3$ bis höchstens $^1/_2$ herausstellt, indem der übrige Theil für den Besatz nothwendig ist. Wenn man daher in einem gewissen Medium ein größeres Vorgeben nehmen will, so muß man auch in demselben Verhältnisse an Ladung zulegen, was man nur dadurch bewirken kann, daß man dem Bohrloche einen größeren Durchmesser giebt, um die größere Pulvermenge zu fassen, oder daß man bei gleichen Dimensionen ein stärkeres Sprengpulver anwendet. Das letztere ist aus ökonomischen Rücksichten, wie wir bereits Seite 249 darzustellen Gelegenheit hatten, für den Pulververbrauch vortheilhafter, aber auch insofern vorzuziehen, als die Kosten für Herstellung weiterer Bohrlöcher in einem ungleichen Verhältnisse mit der Weite zunehmen.

Es dürfte dieses der geeignetste Ort sein, einige Worte über die Anwendung schwächerer Bohrlöcher in Verbindung mit starkem Pulver zu sagen.

Man hat dem schwachen Geböhr gewöhnlich den

Vorwurf gemacht, daß man bei seiner Anwendung eine viel größere Anzahl von Bohrlöchern schlagen, besetzen und wegthun müsse, als mit stärkerem, um ein bestimmtes Quantum zu fördern, daß es außerdem eine geringere Festigkeit habe und sich nicht fest genug mit der Hand fassen lasse.

Der erste Einwand fällt natürlich fort, wenn man in demselben Verhältnisse ein stärkeres Pulver anwendet, wie man das Bohrloch enger macht, indem alsdann der Schuß eine eben so große Wirkung thun muß, als wenn man ein schwächeres Pulver in ein weites Bohrloch geladen hätte.

Dem zweiten Vorwurfe ist dadurch zu begegnen, daß man zu dem schwachen Geböhr ein möglichst gutes und festes Material anwendet, welches wir ja jetzt in so ausgezeichneter Weise in dem Gußstahl besitzen.

Was endlich den dritten Umstand anbetrifft, so könnte man ihm sehr leicht dadurch abhelfen, daß man dem Bohrer einige Zolle weit unter seiner Bahn eine so angemessene Stärke giebt, daß er bequem in der Hand liegt, indem dieser Theil des Bohrers doch niemals in das Bohrloch hineingeschlagen wird, diese Verstärkung aber dann noch den Vortheil haben würde, daß die Bahn größer wird, also auch der Häuer einen viel sicherern Schlag auf den Bohrer zu führen vermag.

Sobald man ein sehr starkes Pulver zur Schießarbeit verwendet, ist ein schwaches Geböhr absolut nothwendig, um den größesten Effect zu erhalten, weil dieses an sich schon sehr flüchtige Pulver viel zu rasch verbrennen würde, wenn es in ein weites Bohrloch geladen ist, worauf wir bereits oben hingewiesen haben. Hierzu kommt noch, daß, da das Volumen der Ladung sehr viel geringer, als bei schwachem Pulver, die Tiefe des Bohrloches aber gegeben ist, die Patrone in dem Verhältnisse einen geringeren Durchmesser erhalten muß, wenn sie einen bestimmten Theil der Bohrlochstiefe einnehmen soll.

Dieses wird bestätigt durch die Mittheilung des Herrn Neubert*) über die Resultate der Versuche mit Doppelpulver in den Freiberger Revieren, nach welcher dieselben so lange ungünstig ausfielen, als man sich eines stärkeren Schießgezähes bediente, die sich aber sogleich als sehr vortheilhaft ergaben, sobald man ein schwaches Geböhr eingeführt hatte. Die Vortheile des schwaches Geböhres zeigten sich aber vorzüglich in der erhöhten Leistung der Häuer, indem sie in derselben Zeit 3 Bohrlöcher schlagen, besetzen und wegthun konnten, wo man mit dem starken Gezähe und schwachem Pulver nur zwei mal zu schießen vermochte; es stiegen demnach die Häuerleistungen allein durch das veränderte Gezähe um 33 Proc., ein Gewinn für die Häuer und die Grube, welcher wohl so leicht durch keine andere Schießmethode erreicht werden dürfte.

*) Sächsische Bergwerkszeitung, Jahrgang 1852. Nr. 3.

Diese Erhöhung der Leistungen gründet sich einfach darauf, daß der Rauminhalt eines Bohrloches von engerem Durchmesser nur $^2/_3$ eines alten betrug, daß also der wirkliche Aufwand an Arbeitskraft in einer Schicht factisch derselbe geblieben war, während die stärkere disponible Pulverkraft dem engeren Bohrloche eine gleiche Wirkung gestattete, wie sie ein gewöhnliches Bohrloch mit schwachem Pulver gab.

Man hat gegen das schwache Geböhr häufig angeführt, daß es nur einen geringeren mechanischen Effect erlaube, als stärkere Bohrer. So erforderte ein 18 Z. tiefes Bohrloch in Freiberger Gneis*) bei $^7/_8$ Z. Weite 4900 Schläge, bei $1^1/_4$ Z. Weite hingegen 6000 Schläge, so daß die Anzahl der Schläge in einem Verhältnisse stand wie 1:1,2245, die Größe der Querschnitte jedoch wie 1:1,714, was zum Vortheile der weiten Bohrlöcher sprechen würde. Wenn man aber bedenkt, daß die Gewichte der entsprechenden Bohrer sich beinahe verhalten wie 2:3, so ist klar, daß der leichtere Bohrer, um ihn in Antrieb zu bringen, auch nur eines Kraftmomentes bedarf, welches fast um $^1/_3$ kleiner ist, als das des schwereren, und daß dem entsprechend auch das Bohrfäustel für das schwache Geböhr leichter sein muß, indem es höchstens etwa 3 Pfund wiegt, wenn es für den starken Bohrer 4 Pfund schwer sein muß. Nimmt man nun an, daß die Höhe und die Geschwindigkeit in der Bewegung bei allen Schlägen gleich gewesen sei, so hat man, wenn die erstere mit s und die letztere mit v bezeichnet wird, für einen jeden Schlag mit dem leichteren Bohrfäustel eine geleistete Arbeit $= s.v.3$, mit dem schwereren hingegen $= s.v.4$. Es ist also die gesammte Leistung bei Abbohrung des $^7/_8$ zolligen Bohrloches $= s.v.3 \times 4900 = s.v.14700$ Fußpfund gewesen, bei dem $1^1/_4$ zolligen aber $= s.v.4 \times 6000 = s.v.24000$ Fußpfund. Da nun die Werthe s und v bei beiden Leistungen als gleich angenommen wurden, so verhielt sich der mechanische Effect bei dem engen und dem weiten Bohrloche wie 1:1,632, mithin ist er den entsprechenden Querschnitten und Rauminhalten fast proportional ein Wenig zu Gunsten der weiteren Bohrlöcher. Wenn also wirklich das schwache Geböhr nur eine unvollkommenere Benutzung der mechanischen Kraft gestatten sollte, so möchte dieser Grund dafür hauptsächlich darin zu suchen sein, daß es dem Häuer, welcher gewohnt war, mit starkem Gezähe zu arbeiten, weniger bequem war, ein Umstand, der auch bei den letzten Versuchen in Freiberg wiederholt beobachtet wurde, und erst wegfiel, als die Häuer einsahen, daß sie vom schwachen Geböhre wirklichen Nutzen hatten, worauf sie sich dann demselben accommodirten.

Uebrigens ist nicht einzusehen, daß das schwache Geböhr

*) Gätzschmann, Lehre von den bergmännischen Gewinnungsarbeiten. S. 609.

in anderen Revieren nicht auch Nutzen gewähren sollte, wenn man die sogenannten Vorstecher, Bohrer, von nur $^1/_2$—$^7/_{12}$ Zoll Kopfbreite, in Kärnthen und Frankreich mit so großem Erfolge, zumal in sehr festem Gesteine zum Vorbohren für weite Bohrlöcher angewendet hat, wobei man besonders rühmt, daß sie auch die Kraft schwächerer Arbeiter noch vortheilhaft zu benutzen gestatten. Aber gerade in sehr festem Gesteine steigen die Kosten für Pulver und Arbeitskraft so bedeutend, da es eine größere Anzahl von Bohrlöchern erfordert und nur ein geringes Vorgeben erlaubt, mithin müßte das schwache Geböhr in Verbindung mit starkem Pulver gerade bei dem so kostspieligen Betriebe in sehr festem Gebirge am Vortheilhaftesten sein. Wir finden daher in der Anwendung des schwachen Geböhres und sehr starken Pulvers ein empfehlenswerthes Mittel, die bergmännische Schießarbeit wohlfeiler und somit auch in weiterem Maße anwendbar zu machen, und es würde nicht gerechtfertigt erscheinen, eine ausgedehntere Anwendung desselben als sie bisher geschah, wenigstens ohne die sorgfältigsten vergleichenden Versuche angestellt zu haben, zu unterlassen, wenn auch die Häuer seiner Einführung Schwierigkeiten machen sollten, was wohl in den meisten Fällen geschehen dürfte, indem man kaum in irgend einem anderen Fache das Festhalten an dem Althergebrachten in so hohem Grade findet, als gerade bei dem Bergwesen.

Entzündung der Ladung.

Nachdem wir nun gesehen haben, wie wesentlich es ist, die Form der Ladungen zu berücksichtigen, um ihren höchsten Nutzeffect zu erhalten, wollen wir jetzt zur Betrachtung des Einflusses übergehen, welchen die Art und Weise ihrer Entzündung auf die Pulverwirkung äußert.

Die Entzündung des Pulvers in den Bohrlöchern geschieht meistens auf zwei Arten, entweder durch stark erhitzte Gase, oder durch glühende Körper; die erstere ist die gewöhnliche, und findet bei allen Arten von Zündern statt, welche mit pulverähnlichen Mischungen gefüllt oder äußerlich bestrichen sind, die letztere bei Anwendung des elektrischen Funken und des galvanischen Stromes.

Die erstere Entzündungsart setzt stets einen Zündkanal voraus, welcher durch den Besatz bis an die Ladung geht und während der Verbrennung des Pulvers offen bleibt, wobei er einem Theile der Pulvergase Gelegenheit giebt zu entweichen. Ein solcher Zündkanal besteht selbst bei Anwendung von Zündruthen und Bickford'schen Patentzündern, welche allerdings vor der Entzündung möglicherweise dicht an den Besatz schließen können, aber dadurch, daß sie wenigstens zum Theil verbrennen müssen, um das Feuer bis an den Pulversack fortzupflanzen, eine offene Zündspur bilden. Dieser Verlust an Pulvergasen und also auch an Arbeitskraft, fällt natürlich bei der elektrischen oder galvanischen Zündung fort, indem die Leitungsdrähte möglichst fest in den Besatz eingerammt werden, und in so fern wäre die zweite Zündmethode vortheilhafter als die erste.

Aber auch bei den Zündungen der ersten Art kann der Verlust an Pulverkraft, welcher durch die Zündspur bedingt wird, sehr verschieden sein, je nach dem Durchmesser derselben und der Art, wie die Zünder das Feuer auf die Ladung übertragen. Die Geschwindigkeit nämlich, mit welcher die Pulvergase aus der Zündspur entweichen, ist gleich der Quadratwurzel des Druckes, welchem sie in dem Augenblicke des Ausströmens unterliegen, mithin ist die in einer Zeiteinheit ausströmende Menge von Pulvergasen gleich dem Producte aus dem Querschnitte der Ausströmungsöffnung und ihrer Geschwindigkeit oder der Quadratwurzel ihres Druckes. Da nun aber der Druck der Pulvergase ein beständig zunehmender ist, so ist klar, daß auch die Ausflußmengen von dem Anfange der Entzündung bis zu der vollständig erfolgten Verbrennung des Pulvers in gleichen Zeittheilen beständig zunehmen werden. Hierbei ist es aber keineswegs gleichgiltig für die Summe der Ausflußquantitäten, in welchem Verhältnisse der Druck wachse, vielmehr wird es auch hier bei gleich bleibender Ausströmungsöffnung ein Maximum und ein Minimum geben, je nachdem der Druck schneller oder langsamer zunimmt. Um nun diese Verhältnisse näher zu entwickeln, müssen wir auf die Art und Weise zurückgehen, in welcher sich das Feuer innerhalb einer Pulverladung fortpflanzt, und wie diese sich demnach in Gas verwandelt. Nach den geistreichen Untersuchungen des französischen Artillerieofficiers Piobert*) bleibt die Geschwindigkeit der Mittheilung des Feuers im Innern einer und derselben Pulversorte, unabhängig von den Querschnittsflächen, dieselbe, demnach wird eine Pulvermasse, welche man an ihrer Oberfläche entzündet, in dem ersten Momente der Verbrennung die größte Gasmenge entwickeln, welche alsdann in gleichen Zeiträumen mit den Quadraten der Entfernungen von der Oberfläche abnimmt, je mehr sich das Feuer nach dem Mittelpunkte der Ladung fortpflanzt; es wird somit der Druck, d. i. die Summe der Impulse, zwar beständig wachsen, die Intensität der letzteren jedoch ebenso abnehmen. Wenn nämlich a die Intensität des ersten Impulses und d die Differenz des ersten und zweiten bedeutet, so verhält sich die Zunahme des Druckes wie eine Reihe:

$$a + a - d + a - d^2 + a - d^3 + a - d^4 + \ldots . a - d^n,$$

deren letztes Glied gleich o sein muß, und deren Summe der Druck der Pulvergase nach vollständig erfolgter Verbrennung ist, wobei wir den abkühlenden Einfluß des Gesteins völlig außer Acht lassen wollen.

---

*) Annales de chimie et de physique, Paris 1836. Juillet. p. 250—291.

Wenn man dagegen die Entzündung des Pulvers von dem Mittelpunkte der Ladung ausgehen läßt, so findet die Gasentwickelung in umgekehrter Weise statt, und es repräsentirt also die obige Reihe, wenn sie umgekehrt wird, die Zunahme des Druckes in dem Bohrloche; dieser ist demnach:

$$a - d^n \ldots\ldots + a - d^4 + a - d^3 + a - d^2 + a - d + a,$$

wenn das erste Glied gleich o ist, a aber die Intensität des letzten Impulses und d die Differenz dieses und des vorletzten bedeutet.

Nehmen wir nun an, daß das Pulver in beiden Fällen eine gleich lange Zeit zu seiner Verbrennung bedurfte, und daß die Sprengung erst erfolgte, nachdem diese vollkommen eingetreten war, so war die mittlere Ausflußgeschwindigkeit während der Verbrennung gleich der Quadratwurzel aus der Summe aller Impulse weniger des letzten dividirt durch die Anzahl der n—1. Glieder; im ersteren Falle also

$$= \frac{\sqrt{D - a - d^n}}{n-1} \text{ oder } = \frac{\sqrt{D - o}}{n-1}$$

im letzteren hingegen

$$= \frac{\sqrt{D - a}}{n-1}$$

und die Ausflußmenge der Pulvergase, wenn F den Querschnitt der Zündspur bezeichnet, in dem einen Falle

$$= F\frac{\sqrt{D}}{n-1} \text{ in dem anderen Falle } = F\frac{\sqrt{D-a}}{n-1}.$$

Da nun aber a der größeste Impuls, also auch das größeste Glied der Reihe ist, so ist der Werth $\sqrt{D-a}$ jedenfalls sehr beträchtlich kleiner, als $\sqrt{D}$, mithin auch der Verlust an Pulvergasen in dem zweiten Falle geringer gewesen, woraus folgt, daß man die Ladung in ihrem Mittelpunkte entzünden müsse, um das Minimum an Kraftverlust der durch die Zündspur herbeigeführt wird, zu erhalten.

Was nun die Größe der Zündspur überhaupt anlangt, so ist es natürlich, daß, unter sonst ganz gleichen Umständen und bei gleicher Entzündungsweise der Verlust an Pulvergasen desto größer sein wird, je größer der Querschnitt des Zündkanales ist, und daß man also unter allen Umständen dahin trachten müsse, eine möglichst enge Zündspur zur Anwendung zu bringen.

Es ist dieses um so mehr nothwendig, je stärker das Pulver ist, welches man zur Sprengarbeit anwendet. Denn wenn man in demselben Verhältnisse geringere Pulvergaben zum Laden der Bohrlöcher nimmt, wie sie der größeren Stärke der Sprengpulver entsprechen, um eine gleiche Arbeitskraft zu erzeugen, so muß das Volumen der Ladung mit ihrer zunehmenden Stärke geringer werden, also der Druck der Pulvergase beträchtlich wachsen. Daher muß auch die Quadratwurzel des Druckes oder die Ausströmungsgeschwindigkeit und folglich auch das Product aus ihr und dem Querschnitte der Ausströmungsöffnung in demselben Verhältnisse größer werden, wie der Druck im Bohrloche zunimmt, vorausgesetzt, daß die Ausströmungsöffnungen gleich seien. Wenn also der Kraftverlust, welchen das Vorhandensein der Zündspur herbeiführt, bei schwachem Pulver einen gewissen Bruchtheil der gesammten von ihm erzeugten Arbeitskraft ausmacht, so muß dieser Bruchtheil um so größer, mithin der wahre Nutzeffect des Pulvers desto geringer werden, je stärker es ist, wenn man nicht in demselben Verhältnisse die Dimensionen der Zündspur verkleinert hat.

Bekanntlich hat man schon vor mehr als 30 Jahren in dem Kupferberger Revier in Niederschlesien, um die Vortheile einer Zündspur zu benutzen, hingegen ihre Nachtheile, namentlich den Verlust an Pulvergasen zu vermeiden, hölzerne Schießpfröpfe, sogenannte Windpfröpfe, angewendet, die durchbohrt und mit einem Klappenventile versehen waren, welches durch den Druck der Pulvergase zugepreßt wurde, die sich so den Ausgang selbst versperrten. Diese Vorrichtung, welche jedenfalls auf einer sehr richtigen Idee basirt ist, hat sich dennoch, wie wohl zu erwarten war, für die Anwendung im currenten Betriebe in so fern nicht praktisch gezeigt, als die Kosten für Herstellung dieser Schießpfröpfe mit der durch sie erlangten Pulverersparniß in keinem Verhältnisse standen.

Wir haben im Obigen den Einfluß der Entzündungsweise, in wie weit er sich durch das Vorhandensein einer Zündspur auf den Pulvereffect geltend machte, betrachtet, und wollen jetzt sehen, wie er sich zu der Pulverwirkung verhält, welche sich direct auf das Gestein äußert. Der Druck der Pulvergase auf das Medium ist, wie dargestellt wurde, ein beständig zunehmender, der erst sein Maximum mit der erfolgten Verbrennung der Ladung erreicht; da nun aber die Intensität und die Ausdehnung der Wellenbewegung, welche er erzeugt, in jedem Stadium ihm selbst proportional ist, so muß sich auch die Ausdehnung der Friabilitätssphäre und der Activitätssphäre in dem gleichen Verhältnisse befinden; demnach erreichen sie ihr Maximum auch erst zugleich mit dem des Druckes und ändern bis dahin ihre Grenzen in jedem Momente.

Denkt man sich nun die Ladung zuerst an ihrer ganzen Oberfläche entzündet, so wächst die Spannung der Pulvergase in dem oben angedeuteten Verhältnisse, und sie wird der Grenze ihres Maximum schon nach den ersten und hier stärksten Impulsen sehr nahe gekommen sein, da die Intensität der folgenden, wie die Quadrate der Entfernungen von dem Mittelpunkte der Ladung abnimmt und ihre Summe gegen die der ersten als sehr klein zu betrachten ist. Weil man aber die Ladungen gewöhnlich größer nimmt, als die Festigkeit des zu sprengenden Mediums und die Größe des Vorgebens es verlangt, um stets eines sicheren Erfolges

gewiß zu ſein, ſo iſt klar, daß das Pulver nach den erſten Impulſen bereits diejenige Arbeitskraft entwickelt haben wird, welche nöthig iſt, die Sprengung herbeizuführen; es wird dieſelbe daher eintreten, ehe noch die Ladung vollkommen verbrannt iſt, deren Reſt alsdann theils brennend, theils noch unverbrannt umhergeſchleudert wird und ſomit Veranlaſſung zu einem Kraftverluſte giebt.

Geſchieht hingegen die Entzündung und ihre Fortpflanzung in entgegengeſetzter Weiſe, ſo erleidet der Druck der Pulvergaſe zuerſt eine ſehr allmälige, und gegen das Ende der Verbrennung ſehr raſch wachſende Steigerung, welche bewirkt, daß die Ladung ſich viel vollſtändiger in Gas verwandelt, ehe die Sprengung erfolgt, indem der Druck erſt durch die letzten und hier wirkſamſten Stadien der Verbrennung die gehörige Intenſität erlangt, um den Cohäſionszuſtand des Geſteines zu überwinden; dazu kommt noch, daß die allmälig geſteigerte Zunahme einer Druckkraft für deren möglichſt größeſte Wirkung am geeignetſten iſt, weil bei Erzeugung einer Wellenbewegung der erregte Körper in ſeinen kleinſten Theilchen einen gewiſſen Raum zu durchlaufen hat, welcher der Höhe der Wellen entſpricht und demnach das ſtatiſche Moment überwunden werden muß, ehe er in Bewegung kommt, wozu ſich nach den Geſetzen der Mechanik eine nachhaltige Kraft vortheilhafter als eine plötzlich hervorgebrachte verwenden läßt.

Schließlich iſt hier noch des Grades der Abkühlung zu gedenken, welchen die verſchiedenen Entzündungsweiſen zulaſſen. Bei der erſten Art nimmt der Druck, alſo auch die Temperatur, der Pulvergaſe ſehr viel ſchneller zu, als bei der letzten, und da nun die ſtärker erhitzten Gaſe bei jener eben ſo lange Zeit mit den abkühlenden Bohrlochswänden in Berührung bleiben, wie bei dieſer, die weniger heißen, ſo iſt klar, daß der abſolute Wärmeverluſt im erſteren Falle am größten, mithin auch der Verluſt an Arbeitskraft am bedeutendſten ſein muß.

Aus dem Geſagten folgt alſo, daß es unbedingt am vortheilhafteſten ſei, die Entzündung der Pulverladungen, womöglich mit Vermeidung einer Zündſpur, von ihrer Mitte aus zu bewirken, und daß man bei der Wahl der Zündungen vorzüglich zu berückſichtigen habe, in wie weit ſie dieſer Bedingung entſprechen.

Was nun die Vortheile oder Nachtheile der gebräuchlichſten Zünder anbetrifft, ſo müßten dieſelben nach den oben entwickelten Grundſätzen ermeſſen werden, und wollen wir ſie für einige der in Deutſchland gewöhnlichſten Zünder ganz kurz andeuten.

Der ſehr weit verbreitete Zündhalm, ein mit feinem Pulver gefüllter Strohhalm, hat den Vortheil, daß er eine ziemlich enge Zündſpur anzuwenden geſtattet, auch, wenn der Zündkanal ſonſt nicht, etwa durch Brocken des Beſatzes, verſtopft iſt, ſtets ſicher zündet, indem er einen langen Feuerſtrahl auf das Pulver ſendet; da er aber die Entzündung der Ladung nicht von ihrer Mitte aus, ſondern nur an einer Seite bewirkt, ſo verurſacht er alle die Nachtheile, welche die äußerliche Entzündung des Pulvers überhaupt mit ſich bringt.

Ganz ähnlich verhalten ſich die, z. B. im Mansfeldiſchen allgemein angewendeten, Racketchen, kleine Papierdütchen, welche mit Anfeuerung, einem Gemiſche von Mehlpulver mit Branntwein, ausgeſtrichen ſind und auf die Mündung der Zündſpur aufgeſetzt werden, durch welche hindurch ſie in das Pulver ſchlagen. Trotz ihrer leichten und vielfachen Anwendbarkeit, leiden ſie an denſelben Mängeln wie die Zündhalme, und erfordern überdies, um den Feuerſtrahl ſicher in das Pulver gelangen zu laſſen, eine weitere Zündſpur als dieſe.

Die Zündruthe läßt zwar die Entzündung der Ladung in ihrer Mitte zu, wenn ſie gleich mit in die Patrone eingeladen wird, ſie iſt aber gerade dann nicht zuverläſſig, weil der Pulverbrei, mit dem ſie beſtrichen iſt, beim Einrammen des Beſatzes ſehr leicht abgebröckelt werden kann; übrigens hat ſie noch den Nachtheil, daß ſie wegen ihres verhältnißmäßig großen Durchmeſſers einen bedeutenden Theil des Beſatzes einnimmt, und dadurch ſeine Haltbarkeit weſentlich beeinträchtigt.

Der Bickford'ſche Sicherheitszünder entſpricht der obigen Bedingung bereits in einem höheren Grade, als die vorigen Zünder, da er mit der Patrone zugleich eingeladen werden, dieſelbe alſo auch in ihrem Inneren zuerſt entzünden muß, während die Zündſpur, welche er nach Verbrennung des Pulverfadens, der ſeine Seele bildet, zurückläßt, nicht ſehr weit iſt, alſo auch der durch ſie entſtehende Kraftverluſt nicht ſehr bedeutend werden kann.

Noch beſſer geſchieht die Zündung in der Mitte der Ladung durch die Methode des Hrn. v. Würth, das ſogenannte Röhrelſchießen, welches in Sachſen eine ausgedehnte Anwendung erlangt hat, indem das bis in die Mitte der Patrone eingebrachte Schilfrohr die Wand des bis dahin reichenden Zündkanales bildet, durch welchen der Feuerſtrahl des an ſeiner Mündung eingeſetzten hohlen Zünders mit Leichtigkeit die Ladung zünden kann. Hierdurch empfiehlt ſich daher das Röhrelſchießen vorzüglich zu ausgedehnterer Anwendung, abgeſehen davon, daß es Unglücksfälle, welche immer noch beim Laden und beſetzen der Schüſſe, durch zufälliges Losgehen derſelben, vorkommen, faſt zu einer Unmöglichkeit macht. Wenn man nun bei den beiden zuletzt erwähnten Zündungsweiſen eine vollkommenere Kraftbenutzung der Ladung, alſo gegen frühere Schießmethoden eine Pulvererſparniß beobachtet hat, die bei den Sicherheitszündern 20 bis 25 Proc., ja ſogar in Frankreich 40 Proc. betragen haben ſoll, ſo möchten die Vortheile, welche ſie gewährt haben, vorzugsweiſe auf Rechnung der Entzündung

in der Mitte der Ladung und der geringen Dimensionen der Zündspur zu setzen sein.

Ohne Zweifel wird diesen Bedingungen am vollkommensten durch Anwendung des elektrischen Funkens oder des galvanischen Stromes zur Zündung genügt werden, indem beide eine vollkommen centrale Entzündung zulassen, und eine jede Zündspur bei ihnen fortfällt. Daher dürfte es ein sehr dankbares Unternehmen sein, diesen beiden Zündmethoden eine vollkommenere Ausbildung zu verschaffen, als sie gegenwärtig haben, so daß sie mit derselben Leichtigkeit und Wohlfeilheit auch bei schwächeren Schüssen zur Anwendung geschickt würden, wie dieses die meisten anderen Zündmethoden gestatten. Hierbei ist noch ein bedeutendes Gewicht darauf zu legen, daß keine der anderen bekannten Zündmethoden das Abfeuern mehrerer Schüsse, welche vereint wirken sollen, so gleichzeitig und mit solcher Präcision gestattet, wie gerade die elektrische oder galvanische Zündung.

Verbrennung der Ladung.

Nächst den oben näher entwickelten Umständen übt die Art und Weise, wie die Pulverladungen verbrennen, einen erheblichen Einfluß auf ihre gesammte Wirkung aus, weshalb wir sie einer genaueren Betrachtung unterziehen müssen. Zunächst ist es nothwendig, daß das Pulver vollständig verbrenne, wenn seine Kraft so vortheilhaft als möglich benutzt werden soll; um dieses zu erlangen, muß ihm daher eine gewisse Zeit gegeben werden, und diese bestimmt wiederum die Geschwindigkeit der Verbrennung.

Wir wollen zunächst sehen, von welchen Umständen die Geschwindigkeit abhängig ist, mit welcher das Pulver verbrennt, und dann untersuchen, ob es vortheilhafter sei, die Verbrennung möglichst zu beschleunigen, oder sie zu verzögern.

Die vorzüglichsten Umstände, welche die Geschwindigkeit der Verbrennung des Pulvers bedingen, sind: die Quantität desselben, die Form und Trockenheit der Ladung, die Beschaffenheit der Körner, die Zusammensetzung des Pulversatzes u. s. w.

Die Menge des Pulvers anlangend, so ist es klar, daß, unter sonst gleichen Verhältnissen, die relative Geschwindigkeit seiner Verbrennung mit derselben wachsen werde, weil die Zersetzung einer größeren Pulvermasse in einer gegebenen Zeit eine größere Wärmequantität erzeugt, als eine kleine Ladung, mithin durch dieselbe in einer Zeiteinheit eine größere Pulvermenge in Brand gesetzt wird. Die absolute Geschwindigkeit hingegen, mit welcher die Ladungen verbrennen, steht in umgekehrtem Verhältnisse zu ihrer Größe, d. h., je größer die Pulvermenge ist, desto länger dauert ihre Verbrennung, obgleich ihre einzelnen Bruchtheile rascher zersetzt werden, als bei kleinen Ladungen.

Auf die absolute Geschwindigkeit der Verbrennung bei gleichen Ladungen ist ihre Form von dem wesentlichsten Einflusse. Wenn man das Pulver nämlich in die Gestalt einer Kugel bringt, und es in seinem Mittelpunkte entzündet, so pflanzt sich das Feuer zu gleicher Zeit nach allen Seiten in der Richtung der Radien fort. Da nun aber die Kugel derjenige stereometrische Körper ist, dessen Oberfläche bei gleichem Volumen seinem Mittelpunkte am nächsten liegt, so muß sie die geeignetste Form sein, um eine möglichst schnelle Verbrennung zu erlangen. Giebt man hingegen der Ladung die Form eines sehr langen Cylinders oder Prismas von einem sehr kleinen Querschnitt, und entzündet sie ebenfalls in ihrem Mittelpunkte, so hat das Feuer unstreitig den längsten Weg zu durchlaufen, um die ganze Ladung in Brand zu setzen, und so wird demnach diese Form die ungünstigste sein, wenn man eine schnelle Verbrennung beabsichtigt.

Außer der Größe und Gestalt der Ladung wirkt ihre Trockenheit auf die Geschwindigkeit der Verbrennung ein, indem die Feuchtigkeit des Pulvers, um in Dampf verwandelt zu werden, bedeutende Wärmemengen absorbirt, mithin die Temperatur der Pulvergase herabzieht, also die Fortpflanzung der Entzündung durch die ganze Ladung verlangsamt, wie es denn auch eine bekannte Erfahrung ist, daß nasses Pulver sprühend abbrennt.

Dann macht sich auch die Beschaffenheit der Pulverkörner, vorzüglich in ihrer Größe, Gestalt und Dichtigkeit auf die Verbrennung geltend. Da nämlich die einzelnen Pulverkörner nach den Untersuchungen von Piobert*) in concentrischen Schichten, und zwar unabhängig von ihrer Größe, mit gleicher Geschwindigkeit, von außen nach innen, verbrennen, so ist einleuchtend, daß eine gleiche Pulvermenge schneller verbrannt sein wird, wenn die Körner klein, als wenn sie groß sind, weshalb man auch z. B. für kleine Gewehrladungen ein feinkörniges, für große Geschützladungen hingegen ein sehr grobkörniges Pulver anwendet. Was nun die Gestalt der Körner bei gleichem Volumen anbetrifft, so gilt zur Erlangung der schnellsten Verbrennung für sie das Umgekehrte von dem, was oben von der Gestalt der Ladungen gesagt wurde. Um nämlich ein Pulverkorn möglichst schnell zu verbrennen, muß seine Oberfläche, an welcher es entzündet wird, möglichst groß sein, und da nun die Kugel die kleinste Oberfläche bei gleichem Volumen darbietet, so muß das Korn dann am schnellsten verbrennen, wenn seine Gestalt möglichst von derjenigen der Kugel abweicht. Da nun auch ferner ein gleiches Gewicht Pulver von kleinen Körnern der Entzündung eine größere Oberfläche darbietet, als eine sehr grobkörnige Sorte, so liegt hierin ein zweiter Grund dafür, daß das erstere schneller verbrennt, als das

*) Annales de chimie et de physique. 1836. Juillet. p. 250—291.

letztere. Es ist ferner augenscheinlich, daß der Grad der Dichtigkeit, d. h. die Größe des specifischen Gewichts, welche jedes einzelne Pulverkorn besitzt, gleichfalls auf die Geschwindigkeit seiner Verbrennung Einfluß hat. Denn wenn seine Dichtigkeit und mit ihr sein specifisches Gewicht sehr gering ist, so werden die erhitzten Pulvergase, welche es entzünden sollen, schneller und tiefer in dasselbe eindringen, mithin auch das Feuer schneller in dem ganzen Pulverkorn verbreiten, als wenn es von dichterer Beschaffenheit gewesen wäre. Da nun noch außerdem bei gleichem Volumen ein dichteres Korn mehr Masse enthält, als ein weniger dichtes, so ist klar, daß die Verbrennung des ersteren bedeutend langsamer erfolgen muß, als die des letzteren. Dieses ist auch in der That durch die Versuche von Piobert nachgewiesen worden, nach denen ein Pulver von ganz gleicher Beschaffenheit und Korngröße desto längere Zeit zu seiner Verbrennung bedurfte, je dichter es durch seine längere Bearbeitung unter den Stampfen gemacht wurde; zugleich fand sich, daß es bei der Probe mit dem 10pfündigen Probirmörser eine größere Wurfweite ergab, also stärker war, als das nur kürzere Zeit unter den Stampfen bearbeitete, wofür der Grund vielleicht in einer innigeren Mengung der Bestandtheile, hauptsächlich jedoch darin zu suchen sein dürfte, daß es bei gleichem Volumen mehr Masse enthielt, daher auch mehr Pulvergase zu entwickeln vermochte. Endlich ist noch bei der Fortpflanzung des Feuers von einem Pulverkorn auf das andere, ihre Oberflächenbeschaffenheit zu berücksichtigen. Je glatter nämlich dieselbe ist, d. h. je stärker das Pulver polirt ist, desto langsamer entzündet sich jedes einzelne Korn, desto länger dauert demnach auch die Verbrennung der ganzen Ladung und umgekehrt.

Nächst der Beschaffenheit der Körner ist auch ihre gegenseitige Lage zu einander, oder der Grad ihrer Zusammenpressung von Einfluß auf die Geschwindigkeit der Verbrennung. Damit sich nämlich die Entzündung nicht nur auf die unmittelbar anliegenden Pulverkörner erstrecke, sondern durch die entwickelten glühenden Gase auch auf die übrigen übertragen könne, ist es nothwendig, daß zwischen den einzelnen Körnern hinreichende Zwischenräume seien, durch welche sie sich verbreiten können. Denn wenn die Pulverkörner so dicht an einander gepreßt wären, daß gar keine Zwischenräume zwischen ihnen beständen, so könnte sich das Feuer nur sehr allmälig von den entzündeten Körnern aus auf die übrigen fortpflanzen, indem alsdann nur die, den brennenden unmittelbar anliegenden, Körner entzündet würden. Uebrigens erfordern die Pulvergase nur sehr kleine Zwischenräume, um die Entzündung aller Pulverkörner sofort auf ihren Oberflächen zu bewirken, indem nach den Versuchen des Prof. Reich das Minimum an Zwischenräumen zwischen den einzelnen Körnern 0,00236 Meter beträgt. Es ist natürlich, daß bei einem runden Pulver, der Grad seiner Zusammenpressung stets geringer sein wird, als bei einem splitterigen und eckigen, weil bei ersterem immer regelmäßige Zwischenräume offen bleiben müssen, wenn nicht die Gestalt der Körner überhaupt durch das Zusammenpressen vernichtet worden ist, während das letztere sich so in einander schieben kann, daß entweder fast gar keine oder sehr große Zwischenräume entstehen. Hiernach sollte man glauben, daß ein rundes Pulver schneller zersetzt werden müßte, als ein eckiges, was jedoch nach Gätzschmann nicht der Fall ist, indem das letztere merklich rascher verbrennt, als das erstere, was dadurch zu erklären ist, daß es bei gleicher Masse der Entzündung eine größere Oberfläche darbietet.

Den bedeutendsten Einfluß auf die Geschwindigkeit der Verbrennung übt unstreitig die chemische Zusammensetzung des Sprengpulvers aus. Wie wir bereits in einem früheren Abschnitte, welcher von der chemischen Zusammensetzung des Pulvers handelte, ausführlicher dargestellt haben, sind die Verbrennungstemperaturen der Pulversorten von verschiedenen Zusammensetzungsverhältnissen, je nach der Beschaffenheit der Pulvergase, verschieden, indem z. B. ein Pulver, dessen gasförmige Zersetzungsproducte nur aus Stickstoff und Kohlensäure bestanden, eine mehr als drei mal höhere Temperatur zu erzeugen vermochte, als ein solches, durch dessen Verbrennung nur schwefelige Säure und Kohlenoxydgas entstand. Da nun aber auch mit der Temperatur der Pulvergase die Verbrennungsgeschwindigkeit nothwendigerweise wächst, so folgt hieraus, daß ein Pulver von der Zusammensetzung des Sprengpulvers langsamer verbrennen muß, als von der des gewöhnlichen Schießpulvers, was auch durch die Piobert'schen Versuche erwiesen worden ist. Derselbe fand nämlich, daß die Verbrennungsgeschwindigkeit von französischem Kriegspulver von 1,53 spec. Gewicht 0,01233 Meter, bei solchem mit 5 Proc. Wassergehalt und bei französischem Sprengpulver aber nur 0,010 Meter pro Sekunde betrug.

Schließlich ist noch der Wärmeableitung durch die Umgebung Erwähnung zu thun, indem dieselbe jedenfalls die Verbrennung desto mehr verzögert, je größer sie selbst ist, da sie mit dem Wärmeleitungsvermögen des umgebenden Gesteines in gleichem Verhältnisse steht.

Nachdem wir nun die Umstände näher betrachtet haben, von denen die Geschwindigkeit der Verbrennung abhängt, kommen wir jetzt zur Erörterung einer Frage, über welche vielfach gestritten worden ist, nämlich: ob es für die Erlangung des höchsten Pulvereffectes bei der Sprengarbeit vortheilhafter sei, daß die Ladung rasch oder daß sie langsam verbrenne?

Die Art, wie eine Kraft auf einen Körper zu wirken hat, um ihn in Bewegung zu versetzen, ist abhängig von seiner Größe und der Länge des Weges, welchen er zurück-

legen soll. Wenn man daher ein Geschoß mittelst der Pulverkraft fortzutreiben beabsichtigt, so ist die Größe desselben im Verhältnisse zu der des Weges, welchen es machen soll, sehr klein; es ist also zur Ueberwindung des statischen Momentes ein relativ nur kleiner Kraftaufwand nöthig, während der größte Theil desselben verwendet werden muß, dem Geschosse die gehörige Anfangsgeschwindigkeit zu ertheilen, wenn es den beabsichtigten Weg durchlaufen soll. Aus diesen Umständen geht hervor, daß die Kraft nur dann am zweckmäßigsten angewendet sein wird, wenn sie als Stoß wirkt, d. h. wenn sich die Kraft so schnell entwickelt, daß sie, zu einem Impulse concentrirt, in einem Momente zur Wirkung gelangt.

Berücksichtigt man nur die Masse und die ihr zu ertheilende Bewegung, so findet bei der Sprengarbeit gerade das Umgekehrte von dem statt, was soeben von den Geschossen gesagt wurde. Denn da bei der Sprengarbeit die Masse im Verhältnisse zu dem Wege, welchen sie zurücklegen soll, sehr groß ist, so muß der größte Theil der auf ihre Bewegung hinwirkenden Kraft aufgewendet werden, um ihr statisches Moment zu überwinden, mithin wird die Kraft nur dann am vortheilhaftesten zu benutzen sein, wenn sie als eine Reihe von Impulsen, als Druck wirkt, d. h. wenn sie sich relativ langsam, aber mit zunehmender Intensität erzeugt. Da wir nun aber oben gesehen haben, daß, um den Cohäsionszustand des Gesteines aufzuheben, die demselben ertheilte Wellenbewegung gleichfalls einen allmälig zunehmenden Druck verlangt, um sich möglichst weit wirksam verbreiten zu können, so kommen wir zu dem Resultat, daß die Sprengarbeit überhaupt die Anwendung als Druck, erheische, daß also die Kraftentwickelung keine plötzliche sein dürfe, sondern in dem Bohrloche eine beziehungsweise längere Zeit erfordere, als im Geschütze, mithin auch die Verbrennung der Ladung in Jenem langsamer erfolgen müsse als in Diesem.

Auf den schädlichen Einfluß der zu schnellen Verbrennung der Ladungen, ist bereits an einem andern Orte hingewiesen worden. Er äußerte sich vorzüglich dadurch, daß in dem Zeitraume zwischen dem Anfange der Verbrennung und dem Momente des Zersprengens nur ein kleinerer Theil des Mediums hinreichend erregt werden konnte, um seinen Cohäsionszustand aufzugeben, daß also ein kleinerer Sprengkörper erfolgen mußte, als wenn die Ladung langsamer verbrannt wäre. Diese Annahme hat sich auch in der Praxis hinreichend bestätigt gefunden, indem die Schüsse von dem gewöhnlichen Kaliber, bei denen man ein sehr explosives Pulver, wie das feine Jagdpulver, angewendet hatte, fast ohne Ausnahme schlechter warfen, als die Ladungen mit gewöhnlichem Sprengpulver.

Es dürfte hier der geeignetste Ort sein, eine kurze Betrachtung über die Anwendung des mit fremden Substanzen gemengten Pulvers vorzunehmen. Bekanntlich hat man bereits vor mehreren Jahrzehnten Sprengversuche angestellt, bei denen die Ladung mit fremden, theils organischen, theils unorganischen Körpern gemengt wurde, und bei denen man gefunden haben will, daß das Pulver einen größeren Effect gab, als in der gewöhnlichen Weise, daß also eine Pulverersparung bei gleicher Leistung herbeigeführt wurde. Die beigemengten organischen Körper waren meistens Wurzelmehl, Sägespähne, Hornspähne, Spreu und Colophonium, welche unter Umständen sämmtlich einer Verbrennung fähig sind. Wenn nun die Kraft des Pulvers durch ihre Verbrennung vermehrt worden wäre, so mußten die beigemengten Körper dem Pulver nothwendig den zur Verbrennung erforderlichen Sauerstoff entziehen, während das Pulver, wie wir oben gezeigt haben, selbst nicht einmal Sauerstoff genug besaß, um vollständig, d. h. zu Kohlensäure, zu verbrennen. Das Resultat mußte natürlich eine sehr unvollkommene Verbrennung und mit ihr eine sehr geringe Wärmeerzeugung sein, in Folge deren auch seine Kraftentwickelung sehr viel schwächer sein mußte, als wenn es unvermengt angewendet worden wäre.

Die Beimengung unverbrennlicher, unorganischer Substanzen betreffend, wie die von Metallspänen und gebranntem Kalke, so konnte auch diese nur schädlich sein, indem die ersteren, als gute Wärmeleiter bedeutende Wärmemengen absorbirten, also auf die Pulvergase abkühlend einwirkten, und der letztere, weil er sehr begierig Feuchtigkeit aus der Luft anzieht, das Pulver in hohem Grade hygroskopisch machte, so daß sein absorbirtes Wasser gleichfalls die Pulvergase abkühlen mußte.

Wenn nun trotz der Anwendung solcher Substanzen die Versuche dennoch günstige Resultate ergaben, so ist dieses nur ein Beweis dafür, daß man die gewöhnlichen Bohrlöcher in so hohem Grade überladen hatte, daß eine kleinere Ladung, trotz der hinzutretenden ungünstigen Verhältnisse, dennoch hinreichend wirken konnte.

Wenn wir nun ein möglichst starkes, d. h. explosives und aus möglichst reinen Materialien angefertigtes Pulver, sowie eine langsame Verbrennung desselben, als vortheilhaft für die Sprengarbeit anempfohlen haben, so scheint dieses ein Widerspruch zu sein, weil ja nach unseren obigen Untersuchungen ein Pulver desto schneller verbrennt, je mehr es sich der Zusammensetzung und Stärke des gewöhnlichen Kriegspulvers nähert. Jedoch haben wir hinreichende Mittel in Händen, um die Verbrennung auch des explosivesten Pulversatzes beliebig zu vergrößern.

Wenn wir nämlich der Ladung eine solche Form geben, daß ihre Verbrennung nur langsam fortschreitet, was wir bei Anwendung von schwachem Geböhre sehr wohl zu thun im Stande sind, so besitzen wir hierin das vorzüglichste Mittel die Verbrennung zu reguliren.

Außerdem kann man schon, nach Piobert, durch die Anfeuchtung des Pulvers auf seine Verbrennungsgeschwindigkeit hinwirken, indem man ihm durch längeres Bearbeiten unter den Stampfen eine größere Dichtigkeit, also auch ein größeres spezifisches Gewicht ertheilt, indem man ferner, wie bei dem englischen Bergbaue, bei dem nur starkes Pulver zur Anwendung kommt, den Pulverkörnern eine gehörige Größe giebt, und ihre Oberfläche möglichst stark polirt, wodurch sie schwerer entzündlich gemacht werden. Hiernach zeigt sich also die Verbindung von starkem Sprengpulver mit schwachem Geböhre wiederum von einer anderen Seite als sehr vortheilhaft, indem sie am meisten allen Bedingungen entspricht, welchen ein vervollkommnetes Sprengverfahren genügen muß.

Größe der Ladung.

Wir haben jetzt den Einfluß darzustellen, welchen die Größe der Ladung auf den Erfolg der Sprengarbeit ausübt, und zwar müssen wir die absolute Größe derselben, welche eine ganz allgemeine Vergleichung zwischen allen möglichen Ladungen zuläßt, von der relativen unterscheiden, die jedes Mal nur für ein bestimmtes Bohrloch variabel sein kann. Wir wollen zunächst die letztere betrachten. Es ist klar, daß die Ladung eines Bohrloches zu groß, zu klein oder gerade hinreichend sein kann, um die gewünschte Wirkung hervorzubringen, und man wird daher schwach geladene, richtig geladene und stark geladene Bohrlöcher unterscheiden müssen, welche alle einen besonderen Zweck haben können.

Die schwachgeladenen Bohrlöcher bringen, der Natur der Sache nach, entweder gar keine oder eine unvollkommene Sprengung hervor. In dem ersteren Falle ist der Widerstand des Gesteins nach allen Seiten hin für die Pulverkraft zu groß, welche deshalb den Besatz herausschlagen und auspfeifen wird. Im zweiten Falle ist der Widerstand des Mediums wenigstens in einer Richtung so schwach, daß er von der Pulverkraft überwunden wird, wobei der Schuß das Gestein schreckt, und eine mehr oder weniger offene Spalte in der Richtung des schwächsten Widerstandes verursacht. Jene Wirkungsweise eines Schusses ist stets ein Fehler; diese kann unter Umständen beabsichtigt werden. Sie wird z. B. in ziemlich ausgedehntem Maße im Mansfeldischen, in den Sangerhäuser Revieren, bei der Gewinnung der Sanderze angewendet. Diese kommen nämlich in dem unmittelbaren Liegenden des Kupferschieferflötzes, einem gut geschichteten, feinkörnigen Sandsteine, dem sogenannten Weißliegenden, vor, und werden in der Weise gewonnen, daß man einen Schuß unter einem sehr spitzen Winkel in der Sohle ansetzt, und nur sehr schwach ladet. Der Erfolg ist ein unter Umständen ziemlich weit gehender Riß in der Sohle, parallel den Schichtungsflächen, welcher durch nochmaliges Laden desselben Bohrloches soweit geöffnet wird, daß der Sandstein in ziemlich großen und dünnen Schalen gewonnen werden kann, so daß die Sohle, auf welcher sich die Fördergefäße bis vor Ort zu bewegen haben, nicht allzu uneben wird. Wenngleich diese Gewinnungsmethode hier ihrem Zwecke vollkommen entspricht, so dürfte sie doch nur einer sehr beschränkten Anwendung, welche durch lokale Verhältnisse bedingt ist, fähig sein, im Allgemeinen aber entschieden verworfen werden müssen, weil sie nur eine mangelhafte Benutzung der Pulverkraft gestattet.

Unter richtig geladenen Bohrlöchern sind hier diejenigen zu verstehen, welche die vollkommenste Sprengung hervorbringen, d. i., deren Ladung gerade ausreichend ist, den gewünschten Sprengkörper von dem anstehenden Gesteine zu trennen, ohne daß er, oder Theile von ihm fortgeschleudert wurden. Man wird also unter einem richtig geladenen Bohrloche ein solches zu verstehen haben, dessen Friabilitätssphäre die gewünschten Grenzen gerade erreicht, ohne sie zu überschreiten, während sich seine Explosionssphäre auf das mögliche Minimum beschränkt. Diese Art von Ladungen wird unstreitig bei der größten Anzahl der Bohrlöcher, welche zu der bergmännischen Sprengarbeit benutzt werden, die beabsichtigte sein, ohne daß es jedoch mit den bisherigen Mitteln gelungen wäre, dieselben für jeden Fall mit Sicherheit zu bestimmen. Da sich nämlich der Häuer nicht der Gefahr aussetzen will, einen schlechten Wurf zu erhalten, so nimmt er, um seines Erfolges gewiß zu sein, stets eine stärkere Ladung, als zur Sprengung nothwendig ist. Demnach gehören in der Wirklichkeit die meisten Schüsse zu der Klasse der starkgeladenen, ohne daß man sie eigentlich beabsichtigt.

Um nun mit Sicherheit die Ladung für richtig geladene Bohrlöcher bestimmen zu können, hat man verschiedene Regeln aufgestellt. So giebt der englische Ingenieur-General Bourgoyne*), gestützt auf seine Sprengversuche in dem Granit bei Kingstown in Irland, an, daß die richtige Ladung in Unzen ausgedrückt, gleich dem halben Cubus der kürzesten Widerstandslinie in englischen Fußen gemessen, sei, indem er von der Voraussetzung ausgeht, daß sich die Ladungen wie die Cuben der kürzesten Widerstandslinien verhalten. Wenn nun die Bourgoyne'sche Regel auch für den Granit zu Kingstown wirklich richtig ist, so ist doch leicht einzusehen, daß sie keine allgemeine Gültigkeit haben kann, weil nach ihr alle Ladungen in Medien von den verschiedensten Graden der Gewinnbarkeit gleich sein müßten, wenn nur ihre kürzesten Widerstandslinien gleich sind. Da nun aber die Gewinnbarkeit der Medien, wie wir aus der Tabelle Seite 244 gesehen haben, so sehr variabel sind, so ist klar, daß die Ladung für ein leichter gewinnbares Gestein, als der Granit bei

*) Combes, exploitation des mines, tome I, p. 242 u. 245.

Kingstown ist, zu groß, für ein schwerer gewinnbares aber, zu klein sein wird, und daß es demnach nur Zufall sein kann, wenn man mittelst der Bourgoyne'schen Regel wirklich einmal die Ladung für ein beliebiges Medium richtig bestimmt hat.

Der französische General Marescot hat aus vielen angestellten Versuchen gefolgert, daß sich unter sonst ganz gleichen Umständen und in denselben Medien die Ladungen zu einander verhalten müssen, wie die Cuben ähnlicher Linien*), also wie die Cuben der Friabilitäts- oder Explosionsradien. Diese Annahme ist unstreitig unter den obigen Voraussetzungen richtig, weil sich die Größe der Sphären wie die der Ladungen verhält, und der Cubus der entsprechenden Radien zu jener in dem gleichen Verhältnisse steht. Diese einfache Marescot'sche Regel giebt uns das sicherste Mittel an die Hand, die Größe der richtigen Ladungen zu berechnen, und wir werden später zeigen, wie man sich derselben beim Bergbau mit Nutzen bedienen kann.

Die starken Ladungen dürften in der Berg-Technik, wenigstens absichtlich, wohl kaum eine Anwendung finden, da sie vollkommen dem Zwecke der Sprengarbeit zuwider sind und auch, selbst abgesehen hiervon, nicht ohne Gefahr für die Sicherheit der Grubengebäude und der Arbeiter angewendet werden können. Bei den Minen in der Kriegskunst hingegen bedient man sich ihrer in allen Fällen, wo man einen Minentrichter zu erzeugen beabsichtigt, und verzichtet auf sie nur dann, wenn die Minen, wie die sogenannten Demolirungsminen und Quetschminen des Vertheidigers, überirdische oder unterirdische Arbeiten des Angreifers zerstören sollen, ohne ihm Gelegenheit zu geben, sich durch die etwa entstandenen Minentrichter, ein Deckungsmittel gegen das Feuer des Vertheidigers zu verschaffen.

Nachdem wir nun die relative Größe der Ladungen einer nähern Untersuchung unterworfen haben, sind jetzt ihre absoluten Größen zu betrachten. Dieselben sind je nach der Festigkeit und Gewinnbarkeit der Medien verschieden und betragen bei einmännischen Bohrlöchern 2—2½ Loth bis 12—14 oder 5—7 Loth im Durchschnitte; als äußerste Grenze möchte wohl beim Bergbau, selbst für mehrmännische Bohrlöcher eine Ladung von 18—20 Loth zu betrachten sein. Diese Grenze wird aber weit überschritten bei Steinbruchs- und Sprengarbeiten über Tage, welche zu besonderen Zwecken ausgeführt werden, und so möchte wohl auf die Sprengung der Rounddownklippe in England, die größeste bekannte Ladung verwendet worden sein, welche in 3 Kammern in Massen von resp. 5000, 6000 und 7000 englische Pfund vertheilt war.

*) Journal de l'école polytechnique, cahier XI, Mémoire sur la fortification souterraine.

Man hat häufig die Ansicht aufgestellt, daß es im Allgemeinen bei der bergmännischen Sprengarbeit vortheilhafter sei sich großer Sprengladungen zu bedienen, als kleiner. Wenn diese Behauptung überhaupt richtig ist, so kann sie es nur sehr beziehungsweise unter ganz bestimmten Umständen sein, wie etwa bei der oben erwähnten Sprengung der Rounddownklippe, bei welcher gewisse natürliche Verhältnisse die Anwendung großer Ladungen begünstigten.

Daß die obige Behauptung wenigstens nicht allgemein richtig sei, glauben wir am einfachsten an einem Beispiele beweisen zu können. Man denke sich in Fig. 10 der beigegebenen Figurentafel eine Strosse oder Firste, welche hereingewonnen werden soll, so könnte dieses geschehen durch das eine Bohrloch A, welches eine so große Ladung erhalten muß, daß die Grenzen seiner Friabilitätssphäre die Grenzen der Strosse erreichen. Ein Sprengkörper von gleicher Größe kann ferner durch die 4 Bohrlöcher abcd erhalten werden, wenn man sie so anlegt, daß ihre Friabilitätssphären wie in der Figur in einander greifen, indem sie alle gleich starke, aber bedeutend kleinere Ladungen haben, als A.

Nehmen wir nun an, die Radien der entsprechenden Friabilitätssphären verhielten sich $R:r=3:1$, so verhalten sich nach der Marescot'schen Regel die entsprechenden Ladungen $L:l=R^3:r^3$ oder wie $27:1$, mithin ist die Ladung von A und die von abcd zusammengenommen $L:4l=R^3:4r^3=27:4$ oder $L=\frac{27\times 4l}{4}=27l$. Da nun aber die Summe der Ladungen in den 4 kleineren Bohrlöchern nur $=4l$, in dem großen hingegen $=27l$ ist, so ist klar, daß das Letztere, um denselben Erfolg zu geben, eine $6\frac{3}{4}$ mal größere Ladung erfordert, als die 4 kleineren Bohrlöcher zusammengenommen. Wenn wir demnach finden, daß kleine Ladungen vortheilhafter sind, als große, so folgt von selbst, daß unter gewöhnlichen Umständen einmännische Bohrlöcher gleichfalls größere Vortheile gewähren, als mehrmännische. Natürlich können die kleineren Ladungen auch nur bis zu einer bestimmten Grenze herab, nämlich soweit vortheilhaft sein, als der abkühlende Einfluß des Gesteins, welcher mit der Abnahme der Ladungen wächst, noch zu vernachlässigen ist.

Hierzu kommt nun noch, daß die Schwierigkeiten der Befestigung des Besatzes mit der Größe der Ladungen steigen, indem bei gleichen Bohrlochsteufen seine Widerstandsfähigkeit abnimmt, wie der Durchmesser der Bohrlöcher zunimmt. Man müßte daher, um für große Ladungen einen hinreichend festen Besatz herzustellen, seine Höhe vermehren, was nur dadurch geschehen kann, daß das Bohrloch tiefer abgebohrt würde, womit wiederum ein bedeutender Aufwand von Arbeitskraft verbunden sein würde.

Schießen in Batterien.

Im Anschlusse an die Betrachtungen über die Größe der Ladungen, dürfte es nicht unpassend sein, die gleichzeitige und vereinigte Wirkung mehrerer Schüsse, einer sogenannten Batterie, zu untersuchen.

Das Verfahren, mehrere passend angesetzte Schüsse zu gleicher Zeit abzufeuern, um eine größere Wirkung zu erzielen, ist nicht mehr neu und z. B. bei den Felsensprengungen im Rhein, beim Sprengen des Granites im Ockerthale auf dem Harze, auf den Kohlengruben der Abercarn und Gwythen Collieries Comp. bei Newport in England, und versuchsweise auch in den Freiberger Revieren angewendet worden. Die Vortheile, welche sich dabei an mehreren Orten herausstellten, sind an anderen nicht bestätigt gefunden worden, wofür der Grund vorzüglich in der verschiedenen Entzündungsweise der Ladungen zu suchen sein dürfte. Während nämlich die Entzündung am Rheine und bei Freiberg mit Zündschnüren geschah, deren Brennzeit sich sehr schwierig reguliren läßt, wendete man hierzu im Ockerthale den elektrischen Funken und in England den galvanischen Strom an. Da es nun, wie leicht einzusehen ist, bei der vereinigten Wirkung mehrerer Schüsse unumgänglich nothwendig ist, daß ihre Entzündung gleichzeitig geschehe, so ist es klar, daß die Freiberger Versuche, bei denen es nur gelang, höchstens 3 Schüsse zusammen abzufeuern, während dieses am Rheine mit 4 dergleichen der Fall war, nicht so vortheilhafte Resultate ergeben konnten, als an anderen Orten. Daß es aber überhaupt nützlich sei, was Pulverersparung und Beseitigung der Gefahr für den Bergmann anbetrifft, Batterien in Anwendung zu bringen, wo es die örtlichen Verhältnisse irgend gestatten, wollen wir im Folgenden darzustellen versuchen.

Man denke sich in Fig. 11 eine Firste oder Strosse mit 2 freien Flächen, welche gewonnen werden soll, so kann dieses geschehen, wenn man der Reihe nach bei abcd Schüsse von gleichen Ladungen so ansetzt, daß die Wirkungssphäre eines jeden bis dicht an den vorhergehenden Schuß heranreicht. Wenn man nun zuerst den Schuß a abfeuerte, so wird, da er 2 freie Flächen hat, durch ihn ein Sprengkörper entstehen können, welcher sich der Form von Fig. 6 nähert, und in maximo $1/3$ der Friabilitätssphäre erreicht. Die folgenden Schüsse bcd haben, wenn sie in dieser Reihenfolge abgefeuert werden, jedes mal 3 freie Flächen, welche durch den Einbruch des ersten Schusses bedingt werden. Daher entsprechen ihre größten Sprengkörper der Fig. 7 und erreichen im günstigsten Falle die Größe von $1/2$ ihrer resp. Friabilitätssphären. Wenn nun der Rauminhalt einer Sphäre S ist, so ist er von allen 4 Schüssen zusammengenommen $= 4S$. Da jedoch der größte Sprengkörper von $a = 1/3\ S$, der eines jeden folgenden Schusses $= 1/2\ S$ ist, so beträgt die Summe aller 4 größten Sprengkörper $3/2\ S + 1/3\ S = 11/6\ S$, also $1/6\ S$ weniger, als die halbe Summe der Friabilitätssphären, und es verhält sich demnach die Summe der größten Sprengkörper zu der Summe der Friabilitätssphären wie 11 : 24, mit anderen Worten, es beträgt die erstere 45,83 Proc. der letzteren.

Wenn man hingegen eine gleiche Firste oder Strosse auf einmal durch mehrere Schüsse, welche gleichzeitig abgefeuert werden, gewinnen will, so braucht man die Schüsse auf ihr nur in der Weise zu vertheilen, daß jeder Punkt der Masse, welche gewonnen werden soll, innerhalb der Friabilitätssphäre eines Schusses liegt. Denn da alle Schüsse zu gleicher Zeit abgefeuert werden, so wird der ganze zu gewinnende Körper gleichzeitig an allen Punkten in eine solche Erregung versetzt, welche ihn nöthigt, seine Cohäsion aufzugeben, woraus folgt, daß die Schüsse bei übrigens sonst gleicher Ladung weiter auseinander gerückt werden können, als wenn man sie einzeln abfeuerte.

Dieses Verhalten ist auf Fig. 12 dargestellt, wo auf einem Körper von gleicher Größe, wie auf Fig. 11, 3 Schüsse von derselben Ladung wie im letztern Falle hinreichend sein würden, die Sprengung zu bewerkstelligen. Denn da der Sprengkörper durch die 3 Schüsse a′ b′ c′ gleichzeitig überall in eine Wellenbewegung versetzt ist, so ist der Widerstand gegen den mittelsten Schuß b′ von a′ und c′ her durch diese aufgehoben, er kann also seine Wirkung wie gegen 4 freie Flächen äußern, und einen größten Sprengkörper von $2/3$ der Friabilitätssphäre erzeugen. Für die beiden Schüsse a′ und c′ besteht hingegen der Widerstand des Gesteins in der Richtung nach dem Anstehenden in voller Stärke, ist aber nach b′ zu durch diesen Schuß selbst aufgehoben, so daß sie in einer Weise zur Wirkung gelangen, als wenn sie 3 freie Flächen hätten. Demnach würde der größte Sprengkörper für jeden derselben $= 1/2$ werden, also, wenn S den Rauminhalt einer Friabilitätssphäre bedeutet, der ganze, durch die 3 Schüsse erlangte, Sprengkörper $= 1/2\ S + 1/2\ S + 2/3\ S = 10/6\ S$ werden. Da nun aber die Summe der Friabilitätssphären $= 3\ S = 18/6\ S$ ist, so verhält sich dieselbe zu der Summe der 3 entsprechenden größten Sprengkörper wie 18 : 10 und es beträgt die letztere 55,55 Proc. der ersteren. Hiernach finden wir, daß sich für den vorliegenden Fall die Leistung des Pulvers durch seine Anwendung in Batterien um beinahe 10 Proc. gesteigert haben würde, daß also eine, der höheren Leistung entsprechende Pulverersparniß herbeigeführt werden kann, welche jedenfalls wohl zu beachten ist. Hierzu kommt noch, daß außer einer Ersparung an Pulver, auch eine solche an Gezähe und Arbeitskraft herbeigeführt wird, da eine geringere Anzahl von Bohrlöchern ausreichend ist, dieselbe Wirkung zu erzeugen, wenn man sie in Batterien anwendet, wie eine größere Anzahl derselben von gleichen Ladungen, die aber einzeln abgefeuert werden.

Außer den beregten ökonomischen Vortheilen, gewährt das Schießen in Batterien aber auch eine Sicherheit für das Leben und die Gesundheit des Bergmanns, wie kaum eine andere Schießmethode, wenn man nur zur Zündung den galvanischen Strom oder den elektrischen Funken anwendet. Da aber diese beiden Entzündungsweisen, wie wir bereits oben angedeutet haben, die einzigen sind, welche eine gleichzeitige Entzündung aller Ladungen mit Sicherheit gestatten, so sollten auch nur sie bei Batterien zur Anwendung kommen, und die übrigen Zündmethoden als unsicher und gefährlich entschieden verworfen werden.

Der Besatz.

Nachdem wir nun den Einfluß betrachtet haben, welchen die Ladung hinsichtlich ihrer Zusammensetzung, Form, Größe, Entzündung und Verbrennung auf den Effect der bergmännischen Sprengarbeit ausübt, müssen wir noch die Art und Weise, wie der Besatz den Erfolg der Ladungen begünstigen oder verhindern kann, einer näheren Besprechung unterziehen.

Bekanntlich dient der Besatz der Bohrlöcher, wie die Verdämmung der Kriegsminen dazu, der Pulverkraft einen kräftigen Widerstand entgegenzusetzen, durch welchen es derselben möglich gemacht wird, sich zuvor in der vollkommensten Weise zu entwickeln, ehe sie eine sichtbare Wirkung ausübt. Es ist einleuchtend, daß, wenn ein Bohrloch ohne Besatz abgefeuert würde, die Pulvergase vom Anfange der Entzündung an, unausgesetzt aus dem Bohrloche in dem Verhältnisse entweichen werden, wie sie entstehen, daß demnach ein Ansammeln und somit eine Compression derselben nicht möglich ist. Wenn hingegen den ausströmenden Gasen ein bedeutender Widerstand, wie in dem Besatze entgegengestellt wird, so sind die sich entwickelnden Pulvergase gezwungen in dem Raume, welchen die Ladung einnahm, natürlich unter einem ungeheuern Drucke, so lange zu verharren, bis sie die Kraft haben, entweder diesen Widerstand oder die Festigkeit des Mediums, in welchem sie eingeschlossen sind, zu überwinden. Daß das letztere, oder wenigstens beides zugleich geschehe, ist die Absicht der Sprengarbeit.

Durch die im Jahre 1801 von dem französischen Major Mouzè, bei Metz, mit Kriegsminen angestellten Versuche*) ergab sich, daß die Verdämmung derselben durch eine Vergrößerung der Ladung ersetzt werden könne, was jedenfalls auch für den Besatz der Bohrlöcher im Allgemeinen Giltigkeit hat. Während man nämlich bei den in Galerien angelegten Minen voller Ladung (deren Trichter Durchmesser haben, die doppelt so groß sind, als ihre kürzesten Widerstandslinien) in gewöhnlichem Standboden eine Verdämmung anwenden mußte, welche wenigstens 2 mal so lang war, als die kürzeste Widerstandslinie, so konnte dieselbe bei Vermehrung der Ladung um $\frac{1}{4}$ auf $\frac{2}{3}$, bei Vergrößerung der letzteren um $\frac{3}{8}$ auf $\frac{1}{2}$, und bei $\frac{1}{2}$ auf $\frac{1}{3}$ herabgesetzt werden.

Da es nun aber nicht gut möglich ist, den Besatz in Bohrlöchern doppelt so lang zu machen, als die kürzeste Widerstandslinie, derselbe ihr vielmehr fast immer gleich kommt, so müßte, wenn dieselben Erfahrungen über das Verhältniß der Verdämmung zu der Ladung auch für die Bohrlöcher unbedingte Anwendung fänden, die Ladung in den meisten Fällen bedeutend zu groß sein. Wenngleich aber die Vergrößerung der Ladung einen schwachen Besatz im Allgemeinen auch bei Bohrlöchern ersetzen kann, so können die oben angegebenen Verhältnißzahlen bei Kriegsminen doch nicht auf jene angewendet werden, weil die Umstände verschieden sind. Denn da die Durchmesser der Nebengalerien oder Rameaux, in welchen Minen angelegt werden, im Verhältnisse zu der kürzesten Widerstandslinie derselben sehr viel größer sind, als die Bohrlochsdurchmesser zu den resp. kürzesten Widerstandslinien, so ist klar, daß auch der Druck, welchen die Pulvergase gegen die Verdämmung ausüben, auf eine jede Flächeneinheit verhältnißmäßig sehr viel größer sein muß, als gegen den Besatz eines Bohrlochs; da nun ferner die Festigkeit des Verschlusses abnimmt, wie die Quadrate seiner Durchmesser zunehmen, so muß er natürlich bei Kriegsminen relativ sehr viel länger gemacht werden, als bei Bohrlöchern, um der Pulverkraft den genügenden Widerstand leisten zu können.

Bei der Sprengarbeit ist es die Aufgabe des Bergmanns, mit möglichst geringem Pulveraufwande möglichst große Massen zu gewinnen, weshalb er ein besonderes Augenmerk auf die Anfertigung und Festigkeit des Besatzes zu richten hat, von der, wie wir gesehen haben, die Pulverleistung bis zu einem gewissen Grade abhängig ist. Es ist leicht einzusehen, daß man einem Besatze niemals denselben Festigkeitsgrad ertheilen kann, wie ihn das umgebende feste und unverritzte Gestein, welches gesprengt werden soll, besitzt; wenn der Besatz aber dennoch den Pulvergasen einen eben so großen Widerstand entgegenzusetzen vermag, wie das Gestein selbst, so muß seine Widerstandsfähigkeit anderweitig begründet sein und wir wollen zunächst untersuchen, worin sie hauptsächlich liegt.

Die älteste Besetzungsmethode bestand darin, daß man in das Bohrloch einen Pflock von Holz oder Metall, dessen Form der des Bohrlochs entsprach, möglichst fest hineintrieb, um das Entweichen der Pulvergase zu verhüten. In ähnlicher Weise bediente man sich in verhältnißmäßig neuerer Zeit der Keilbesetzung, indem man 2 bis 3 Keile von Holz oder Eisen so in dem Bohrloche verkeilte, daß die Pulver-

*) v. Rode, Aphoristische Darstellung der Kriegsminen. S. 203.

gase, welche die Keile herauszuwerfen strebten, diese hierdurch nur noch mehr befestigten.

Bei beiden Methoden, bei der Pflockbesetzung sowohl, wie bei der Keilbesetzung, sind die Hauptmomente ihrer Widerstandsfähigkeit in der absoluten Festigkeit des angewendeten Materiales und der Reibung, welche zwischen dem Besatze und den Bohrlochswänden stattfindet, zu suchen. Was die erstere anbetrifft, so ist sie natürlich um so größer, je größer der Festigkeitsmodul des Besatzmateriales gegen den des zu sprengenden Mediums ist; da jener jedoch bei Anwendung von hölzernen Pflöcken oder Keilen stets kleiner sein wird, als dieser, so ist von diesem Materiale kein Vortheil zu erwarten, indem es zu leicht von dem Drucke der Pulvergase zerquetscht wird, während metallene Pflöcke oder Keile in dieser Beziehung eine hinreichende Widerstandsfähigkeit besitzen können. Aber auch diese werden selbstredend nur dann eine vortheilhafte Anwendung finden können, wenn sie in dem Bohrloche einen hinreichend festen Halt, durch die Reibung, haben. Die Reibung zwischen zwei Körpern wird desto größer sein, je größer die Anzahl ihrer Berührungspunkte ist; da jedoch die metallenen Keile oder Pflöcke stets eine verhältnißmäßig glatte, die Bohrlochswände aber eine rauhe Oberfläche haben, so wird der Anschluß Beider an einander niemals sehr innig, also auch die Reibung zwischen ihnen nicht sehr bedeutend sein können. In Folge der hieraus entstehenden geringen Widerstandsfähigkeit beider Besetzungsmethoden, hat man diese auch längst in den meisten Revieren aufgegeben und sie dürften jetzt nur noch eine sehr vereinzelte Anwendung finden.

Außer den beiden erwähnten Momenten ist bei andern Besetzungsweisen die Zähigkeit und Zusammendrückbarkeit des Besatzmateriales ein Hauptfactor seiner Widerstandsfähigkeit.

Diese beiden Eigenschaften finden sich vorzugsweise in dem gewöhnlichen Letten- und Lehmbesatze, welcher als ein mehr oder weniger leicht zusammendrückbarer Körper den Pulvergasen, welche auf ihn drücken, in seinem unteren Theile nachgiebt, aber so langsam, daß die Sprengung bereits erfolgt ist, ehe die ganze Masse des Besatzmaterials zusammengepreßt ist. Am deutlichsten beobachtet man diese Widerstandsweise bei einem zu schwach geladenen Bohrloche, welches das angegebene Gestein nicht zu sprengen vermag. Wenn dasselbe nämlich abgefeuert wird, so drücken die Pulvergase, welche das Bestreben haben zu entweichen, zuerst so lange das Besatzmaterial zusammen, bis es das Maximum seiner Dichtigkeit erreicht hat, und sein passiver Widerstand aufhört, und dann erst, wenn nur noch die Reibung des Besatzes an den Bohrlochswänden, sowie seine absolute Festigkeit zu überwinden ist, wird er aus dem Loche herausgetrieben.

Derselbe Factor kann auch wirksam werden bei Besatzmaterialien, welche an sich sehr wenig zusammendrückbar, aber mit einem sehr elastischen Medium der Luft vermengt sind. Bei einem jeden Besatze nämlich, mit Ziegelmehl und Ziegelstücken, Mineralsubstanzen, Schießgrant oder Sand, ist es nicht zu vermeiden, daß zwischen den einzelnen Stücken hohle Räume bleiben, in denen sich Luft eingeschlossen befindet. Da sich nun ein solcher Besatz so weit zusammendrücken läßt, bis die in ihnen eingeschlossene Luft das Minimum ihres Volumens bei dem vorhandenen Drucke erreicht hat, die Fortpflanzung des Druckes durch den ganzen Besatz aber natürlich nur langsam vor sich gehen kann, so ist klar, daß der Besatz eine ziemlich lange Zeit dem Andrange der Pulvergase wird hinreichenden Widerstand leisten können.

Daß die Widerstandsfähigkeit des Besatzes durch Einladen von Luft sehr bedeutend erhöht wird, weiß jeder Bergmann sehr wohl, indem er das untere Drittel des Besatzes nur mit ganz schwachen Schlägen auf die Patrone aufsetzt, und erst von da an den Verschluß so fest als möglich eintreibt.

Gelegentlich dieser Wirkungsweise der Luft im Besatze dürfte es hier passend sein, die mit Unrecht sogenannte Luftbesetzung zu erwähnen, welche darin besteht, daß man, entweder zwischen der Sohle des Bohrlochs und der Ladung, oder zwischen dieser und dem Besatze, einen hohlen, lufterfüllten Raum läßt, und von welcher allgemein behauptet wurde, daß sie bedeutenden Nutzen gewähre.*)

Gesetzt nun, der lufterfüllte Raum habe im Bohrloche dasselbe Volumen, wie die Ladung und die aus ihr entwickelten Pulvergase ein Bestreben, sich um ihr 2000faches Volumen auszudehnen, so werden sie sich in dem nach der Verbrennung des Pulvers noch einmal so großen Raume noch einmal so weit ausdehnen, also verdünnen können, als in dem Raume, welchen die Ladung allein einnahm; sie werden also dann nur noch das Bestreben haben, sich um ihr 1000faches Volumen zu vergrößern, d. h., sie haben durch ihre Ausdehnung die Hälfte ihres Druckes verloren. Da nun aber der Druck jetzt auf eine noch ein mal so große Oberfläche stattfindet, als ohne den lufterfüllten Raum, so könnte die Kraft des Pulvers, welche ja das Product der Oberfläche und des Druckes ist, noch dieselbe sein, wie in einem gleich stark geladenen Bohrloche ohne Luftbesetzung, wenn nicht die größere Oberfläche der berührten Gesteinswände in demselben Maße abkühlend auf die Pulvergase einwirkte, so daß eine Erhöhung der Pulverkraft auf diese Weise nicht nur unmöglich, sondern eine Abschwächung derselben sogar die nothwendige Folge sein muß. Wenn dennoch die Luftbesetzung einen höheren Effect gegeben hat, als die gewöhnliche Schießmethode, so kann ein Grund dafür

*) Karsten's Archiv für Bergbau u. Hüttenwesen. Bd. II. S. 21.

nur in einer relativ vollkommeneren Verbrennung des Pulvers gesucht werden, indem erfahrungsmäßig bei der gewöhnlichen Methode noch unverbranntes Pulver, zuweilen in nicht unbedeutender Menge, aus dem Bohrloche herausgeworfen wird.

Ein Hauptmoment seiner Widerstandsfähigkeit ist, nach den bereits genannten, ohne Zweifel die Reibung des Besatzes an den Wänden des Bohrlochs. Da nun dieselbe von der Größe der reibenden Flächen abhängig ist, so ist klar, daß dieses Moment desto mehr das Uebergewicht gegen die übrigen erhalten wird, je enger das Bohrloch selbst ist, weil das Verhältniß seiner Oberflächen zu seinem Querschnitte wächst, wie dieser kleiner wird. Demnach haben wir auch wiederum hierin eine Empfehlung des schwachen Geböhres, verbunden mit starkem Pulver, indem es nur eines relativ viel schwächeren Besatzes bedarf, als das gewöhnliche Kaliber, welcher demnach auch selbstredend kürzer sein kann, als bei diesem.

Anwendung der Marescot'schen Regel zur Ermittelung der richtigen Pulverladungen.

Aus den obigen Betrachtungen wird es hinreichend klar sein, daß es wenigstens von dem jetzigen Standpunkte der Wissenschaften aus, ganz unmöglich ist, a priori für irgend ein beliebiges Medium, durch Rechnung, zu seiner Sprengung die richtige Pulverladung, wenn auch nur annäherungsweise, zu bestimmen, indem dabei eine sehr große Zahl von Factoren mit in Rechnung gezogen werden müßte, deren Größen bisher auch nicht im Entferntesten ermittelt sind.

Da es aber für den Bergbau von der größten Wichtigkeit ist, für jeden beliebigen Fall wenigstens annähernd die Größe der richtigen Ladung zu kennen, so bleibt uns hierzu kein anderer, als der experimentative Weg übrig, welcher uns unter sonst gleichen Umständen aus ähnlichen Größen auf ähnliche Wirkungsweisen schließen läßt. Denselben Weg zur Bestimmung der richtigen Ladungen ist man auch in der Mineur-Technik*) einzuschlagen gezwungen gewesen, obgleich hier die Zahl der noch unbekannten Factoren, bei der viel beschränkteren Anzahl der Medien und ihrer absolut kleineren Differenzen in der Festigkeit u. s. w., viel geringer ist, als in der Berg-Technik.

Was nun die Anwendung der Marescot'schen Regel, daß sich die Ladungen verhalten, wie die Cuben ähnlicher Linien, in der Praxis anbetrifft, so ist klar, daß man, um die eine unbekannte Größe zu finden, zuvor die Werthe der drei übrigen Größen, aus denen die Unbekannte berechnet werden soll, kennen muß. Ist also die Unbekannte die gesuchte Ladung, so müssen die bekannten Größen aus der Probirladung und zwei ähnlichen meßbaren Linien der Sprengkörper bestehen.

Bei der Wahl der ähnlichen Linien hat man zunächst darauf zu sehen, daß sie solche sind, welche unter allen Umständen in ihrem Aehnlichkeitsverhältnisse bleiben und leicht meßbar sind.

Dieser Bedingung entsprechen ohne Zweifel die Radien der Friabilitätssphären am besten, weil die Friabilitätssphären in denselben Medien mit den Ladungen in gleichem Verhältnisse stehen, und die Friabilitätsradien stets die Sprengkörper begrenzende Linien sind.

Bezeichnet nun L die bekannte Probeladung, R ihren Friabilitätsradius, $R_,$ den Radius der gewünschten Friabilitätssphäre und $L_,$ die für dieselbe gesuchte Ladung, so verhält sich nach der Marescot'schen Regel

$$L : L_, = R^3 : R_,^3$$

und die Sprengformel ist demnach

$$L_, = \frac{L R_,^3}{R^3},$$

oder in Worten: die gesuchte Ladung ist gleich der Probeladung, multiplicirt mit dem Sprengfactor

$$\frac{R_,^3}{R^3}.$$

Der Sprengfactor ist eine Größe, welche für jede Ladung und jedes Medium variabel ist, daher für jeden speciellen Fall erst bestimmt werden muß.

Es ist klar, daß die Sprengformel keine allgemeine, sondern nur eine bedingte Giltigkeit hat, indem sie keineswegs gestattet, von der, für ein Medium erforderten, Ladung auf die eines anderen zu schließen. Vielmehr ist die Sprengformel nur dann richtig, wenn die Werthe des Probeschusses in demselben Medium ermittelt wurden, für welches die Ladung berechnet werden soll, wenn also sämmtliche Eigenschaften des Gesteins, wie Structur, Festigkeit, Elasticität, Gewinnbarkeit u. s. w. gleich sind, wenn ferner die Ladungen aus demselben Pulver, in derselben Form zusammengesetzt, und auf gleiche Weise entzündet werden. Unter diesen Bedingungen gewährt aber die Sprengformel eine genügende Sicherheit in Berechnung der Ladungen, und sie wird anwendbar auf alle möglichen Medien von den verschiedensten Graden der Festigkeit und Gewinnbarkeit, sowie für alle möglichen Größen der Ladungen.

Die Anwendung der Sprengformel wird aus einem Beispiele deutlich werden.

Eine Ladung von 5 Loth Pulver habe in einem gewissen Medio eine Friabilitätssphäre mit 35 Zoll Radius erzeugt,

*) v. Holleben, Leitfaden der Kriegswissenschaften. 2. Abthlg. Berlin, 1832.

wie groß muß die Ladung in demſelben Medio ſein zur Erzeugung einer Friabilitätsſphäre von 86 Zoll Radius?

Nach der Sprengformel iſt alſo

$$L_{,} = 5\,\frac{86^3}{35^3} = 5\,.\,\frac{636056}{42875} = 5\,.\,14{,}83 = 74{,}15 \text{ Loth.}$$

Man könnte für den Sprengfactor $\frac{R_{,}^3}{R^3}$ ſehr leicht Sprengtafeln berechnen, indeſſen iſt für ſolche bis jetzt noch kein Bedürfniß vorhanden, indem ein Jeder, der von Sprengformel Gebrauch machen will, ſich auch ſehr l für jeden ſpeciellen Fall ſelbſt den Factor berechnen ka außerdem würde auch die Berechnung von Sprengta ein ſehr zeitraubendes Unternehmen ſein, indem ſchon Anzahl aller möglichen Werthe von $\frac{R_{,}^3}{R^3}$ für alle Za bis 100, 10000 betragen würde.

Druck von A. Th. Engelhardt in Leipzig.

Fig. 9.

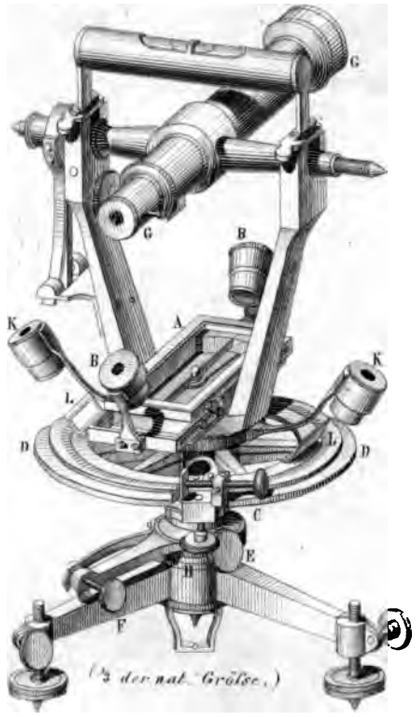


Fig. 10.

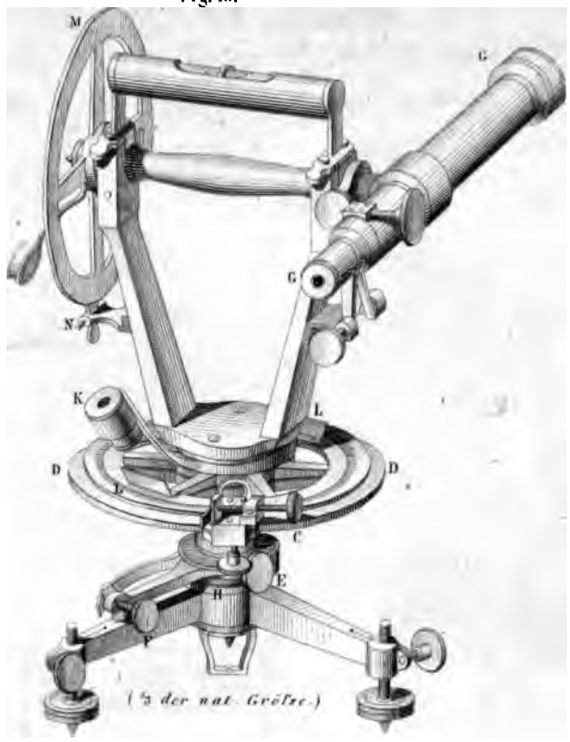


Fig. 11.

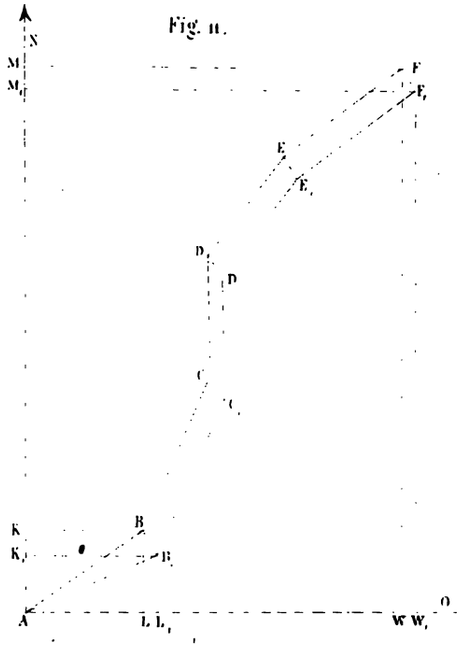
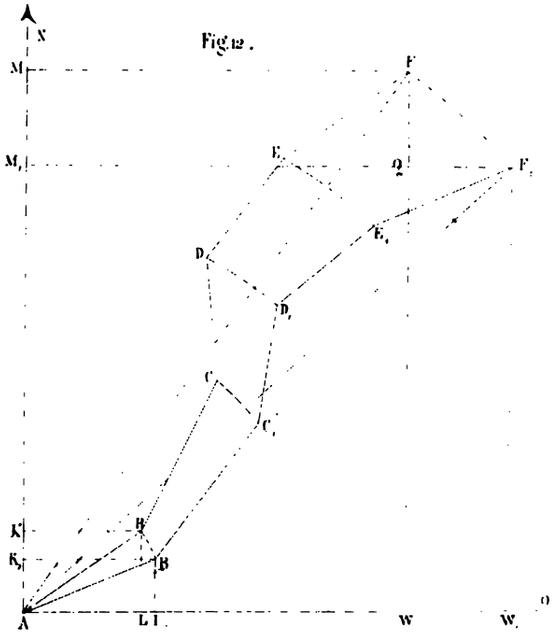


Fig. 12.



Lith. Anst. von J. Steinmetz in Meissen.

wie groß muß die Ladung in demſelben Medio ſein zur Erzeugung einer Friabilitätsſphäre von 86 Zoll Radius?

Nach der Sprengformel iſt alſo

$$L_{,} = 5\,\frac{86^3}{35^3} = 5\,.\,\frac{636056}{42875} = 5\,.\,14{,}83 = 74{,}15 \text{ Loth.}$$

Man könnte für den Sprengfactor $\frac{R_{,}^3}{R^3}$ ſehr leicht Sprengtafeln berechnen, indeſſen iſt für ſolche bis jetzt noch kein Bedürfniß vorhanden, indem ein Jeder, der Sprengformel Gebrauch machen will, ſich auch ſel für jeden ſpeciellen Fall ſelbſt den Factor berechnei außerdem würde auch die Berechnung von Spre ein ſehr zeitraubendes Unternehmen ſein, indem ſ Anzahl aller möglichen Werthe von $\frac{R_{,}^3}{R^3}$ für alle bis 100, 10000 betragen würde.

Druck von A. Th. Engelhardt in Leipzig.

Fig. 9.

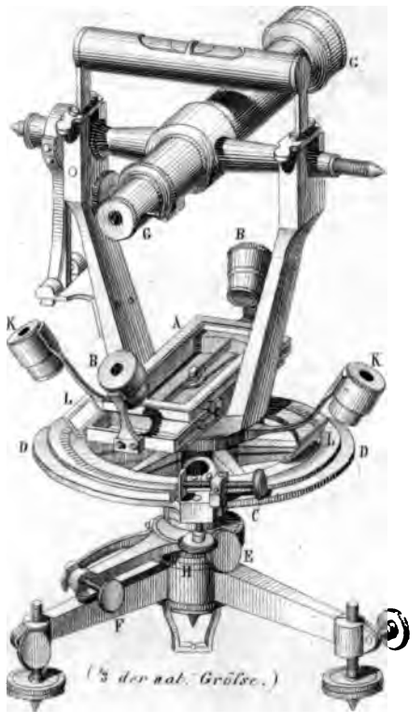


Fig. 10.

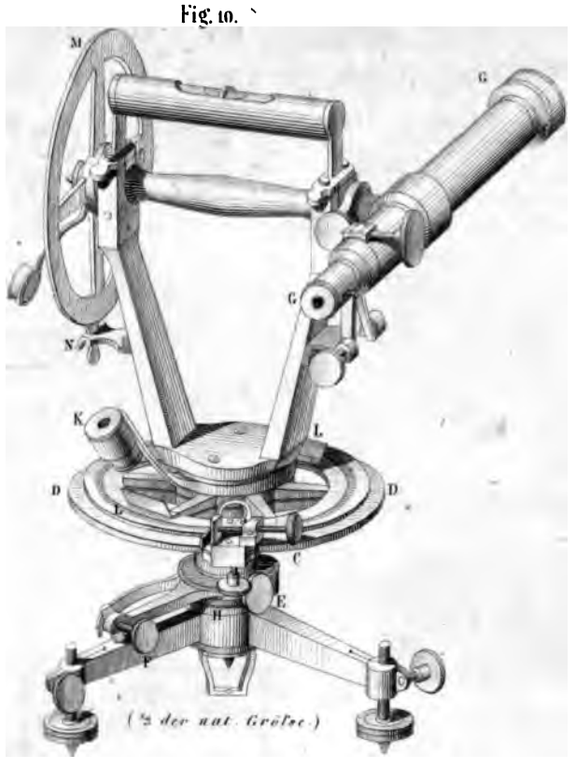


Fig. 11.

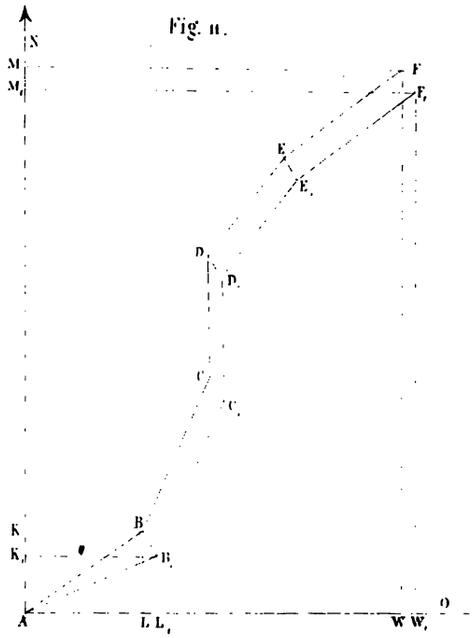
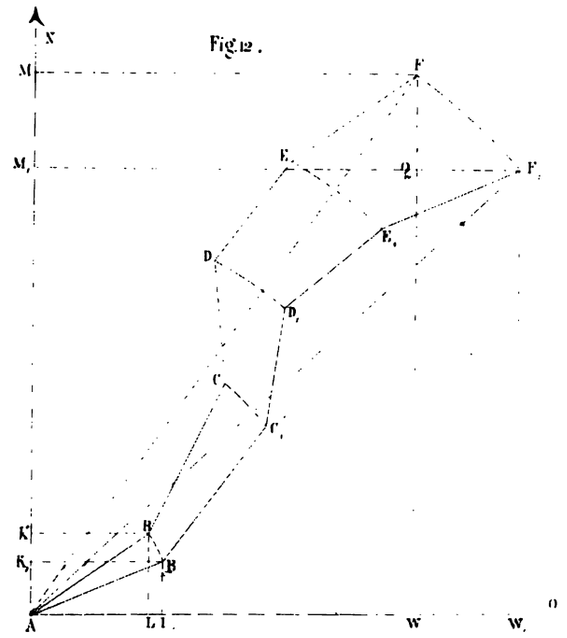
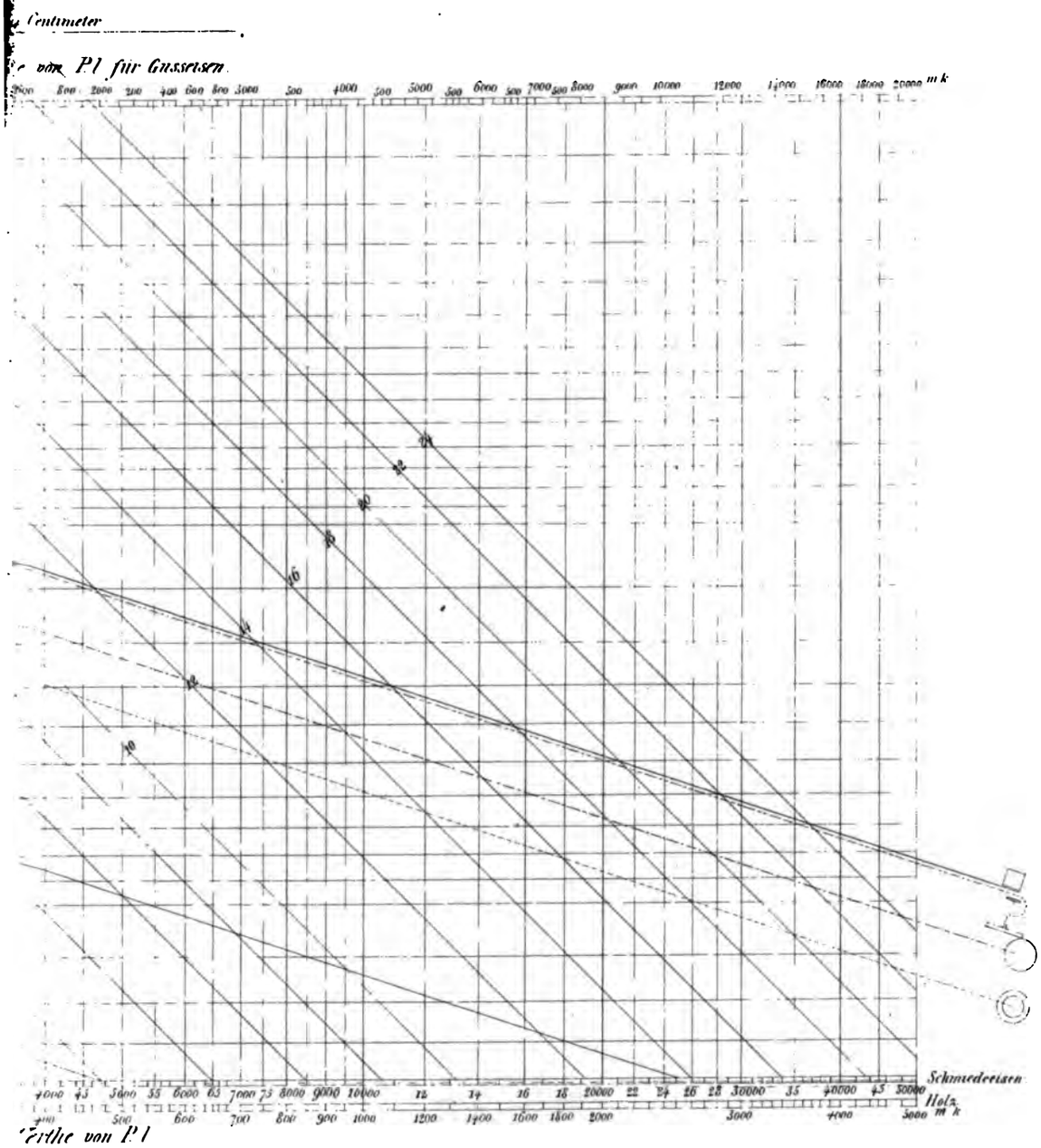


Fig. 12.



Lith. Anst. von J. Steinmetz in Meissen.

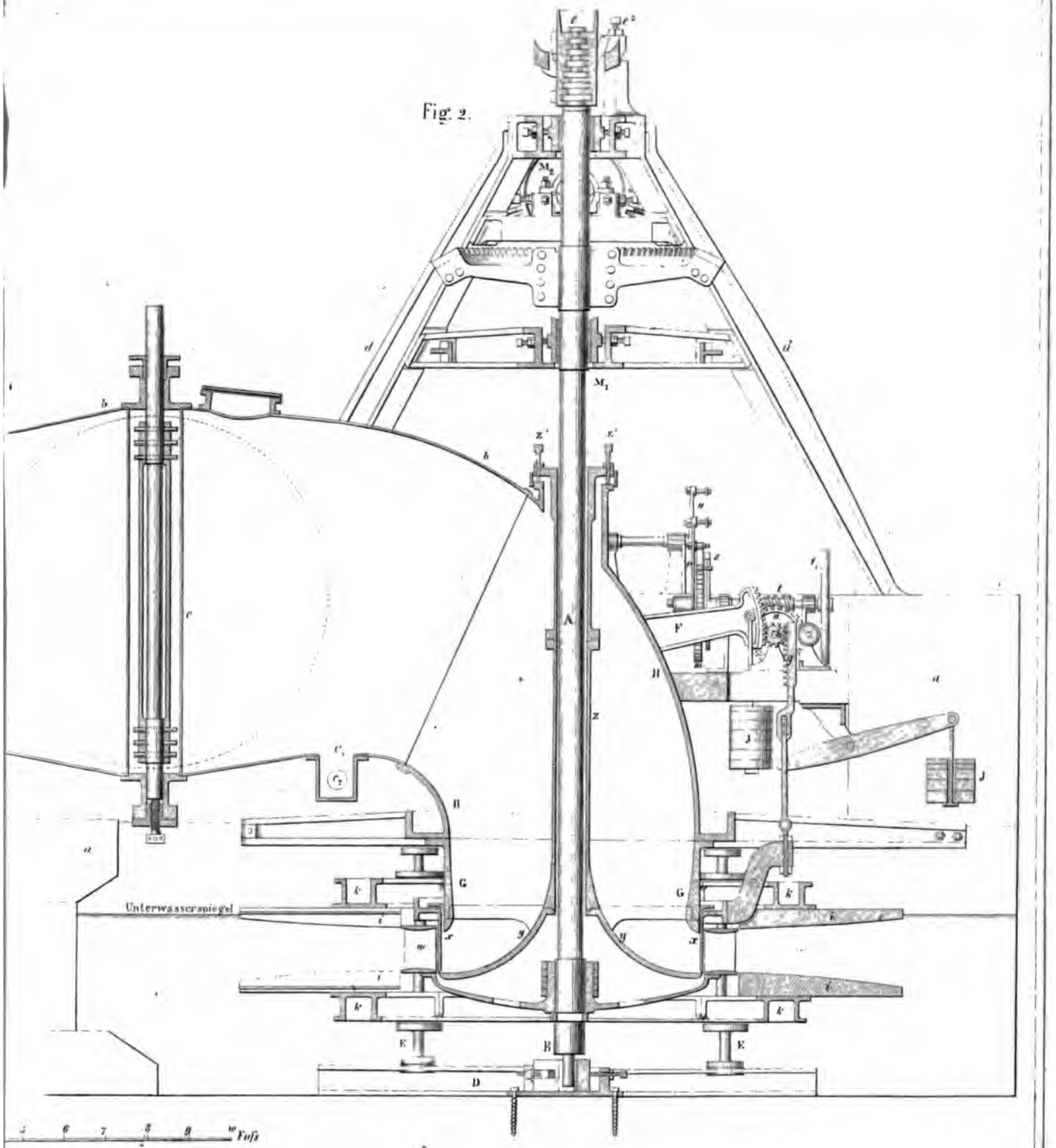
...RK
... LIBRARY
...TOR, LENOX AND
TILDEN FOUNDATIONS



Lith. Anst. von J. Steinmetz in Meissen.

THE N
PUBLIC
ASTOR,
TILDEN

Fig. 2.



Lith. Anst. von J. Steinmetz in Meissen.

: RK
LIBRARY
K, LENOX AND
TILDEN FOUNDATIONS

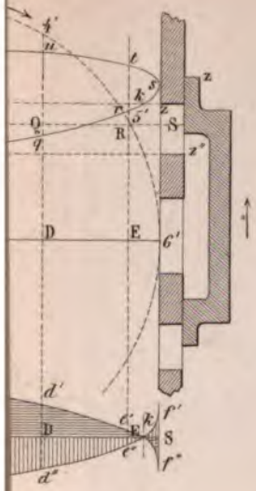


Fig. 3a

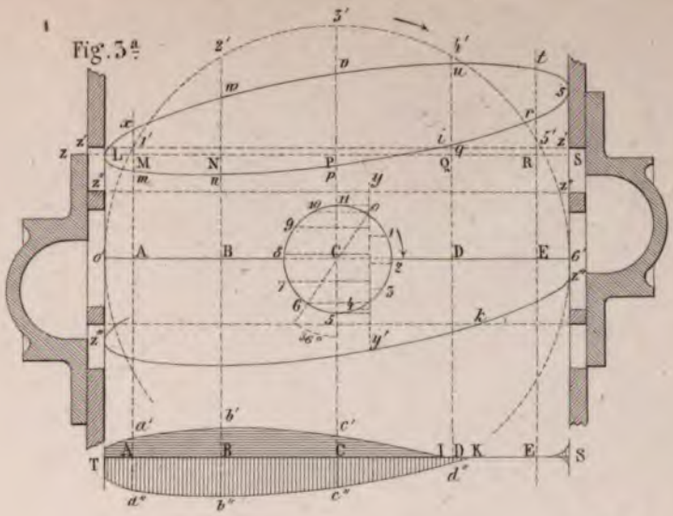


Fig. 3b

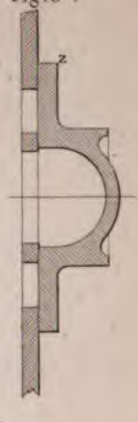


Fig. 7.

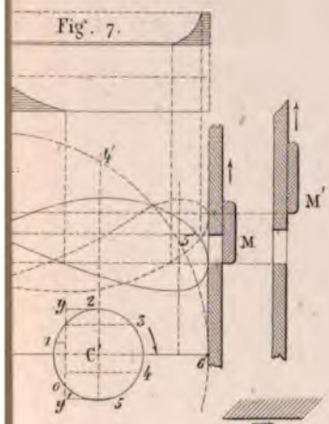


Fig. 8.

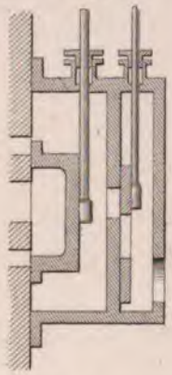
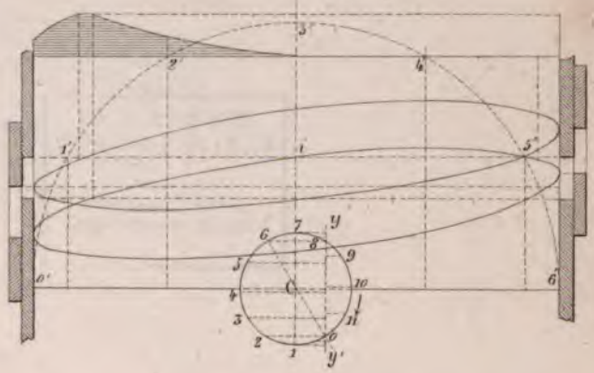


Fig. 9.



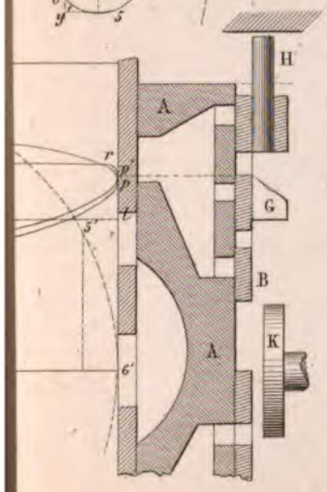


Fig. 14.

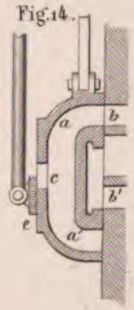


Fig. 15.

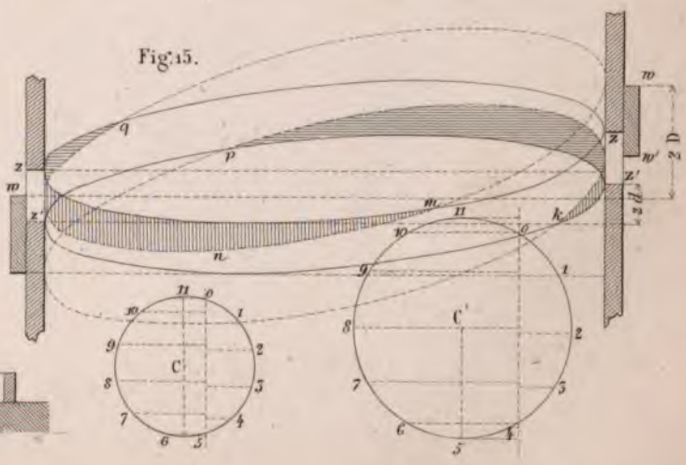
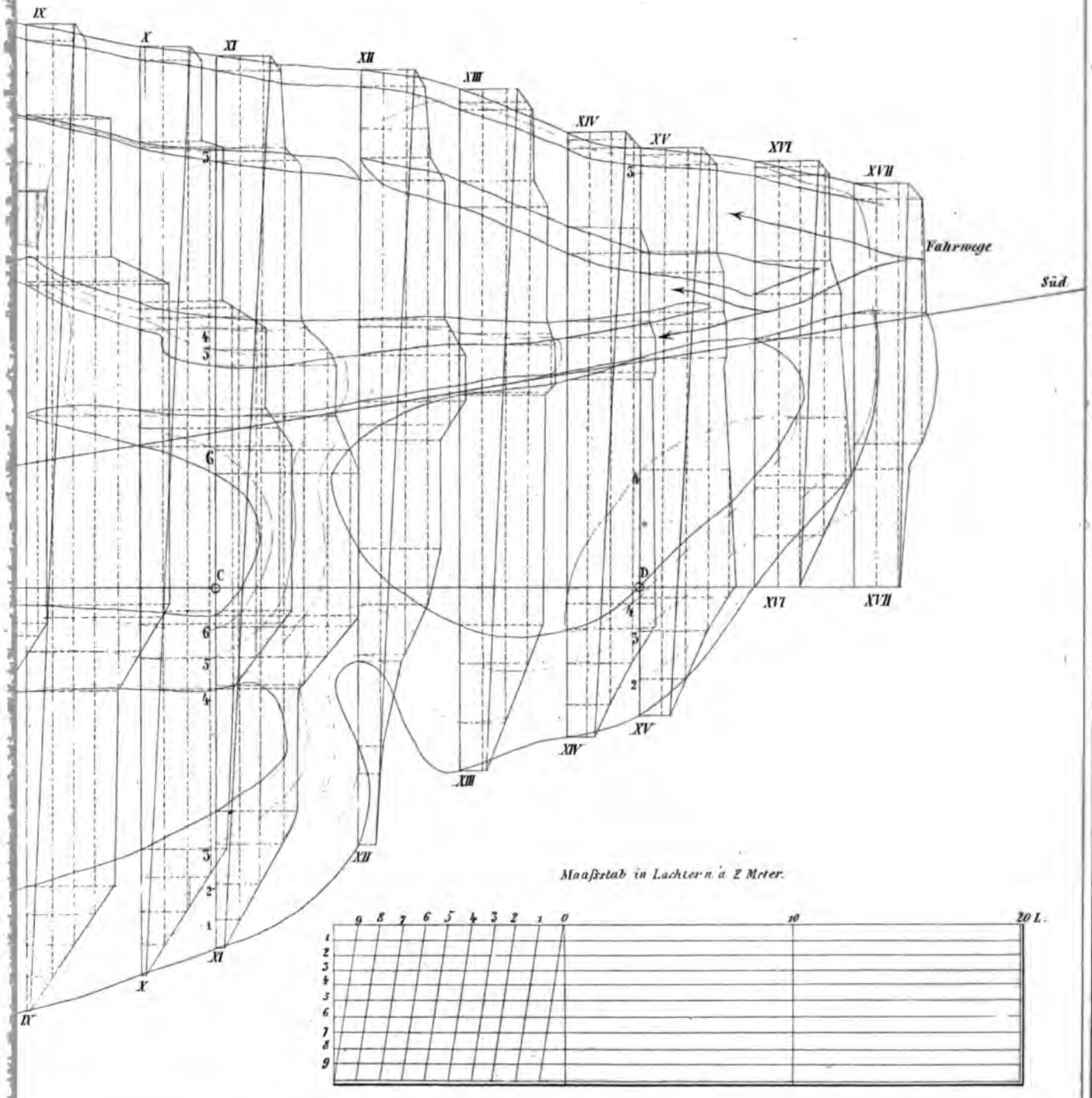


Fig. 16.

Lith Anst von J. Steinmetz in Meissen.

PUBLIC LIBRARY
ASTOR, LENOX AND
TILDEN



Lith. Anst. von J. Steinmetz in Meissen.

PUBLIC

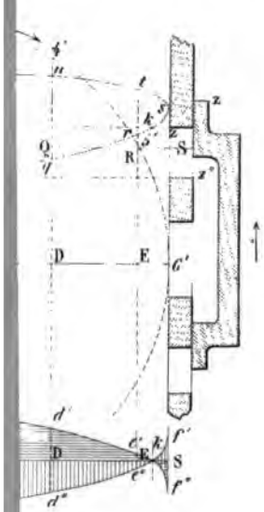


Fig. 5a

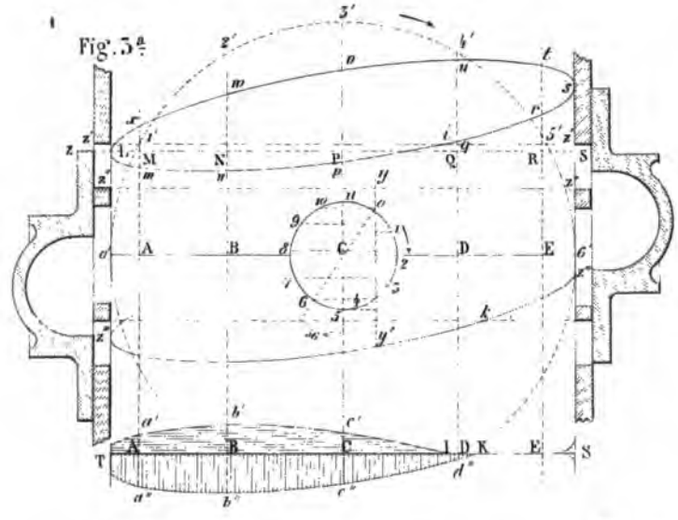


Fig. 5b

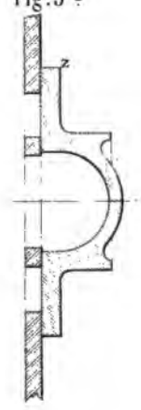


Fig. 7.

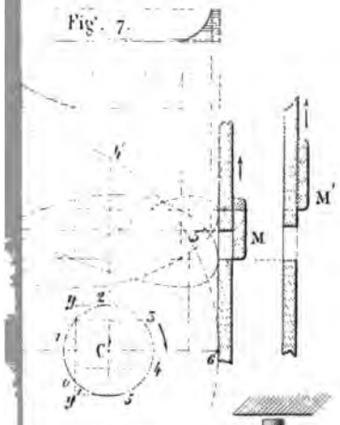


Fig. 8.

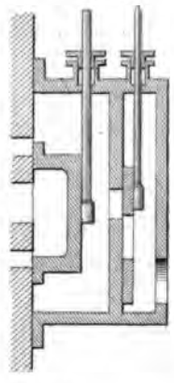
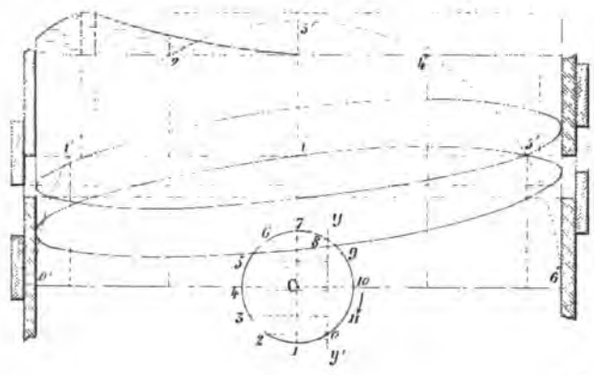


Fig. 9.



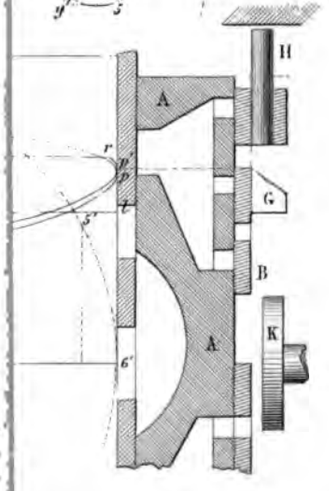


Fig. 14.

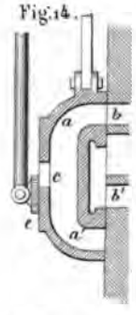


Fig. 15.

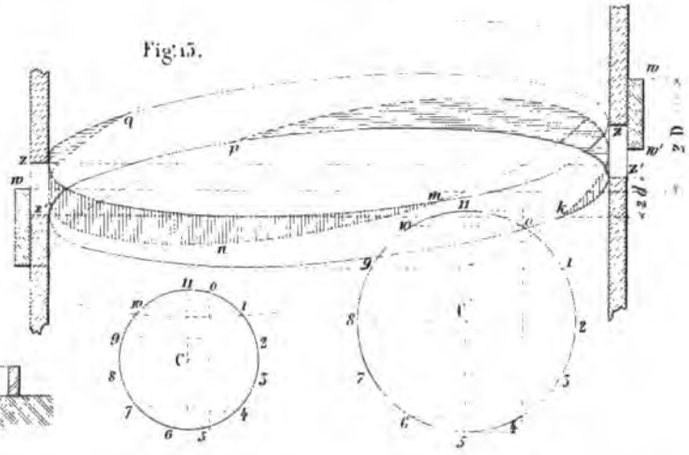
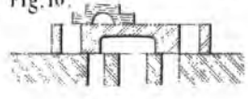
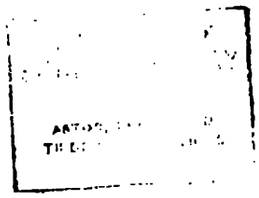


Fig. 16.



Lith Anst von J. Steinmetz in Meissen.



GÄTZSCHMANN. SPRENGEN MITTELST DES ELECTR. FUNKENS.
WERTHER. AUSRÜSTEN MITTELST SANDSÄCKEN.

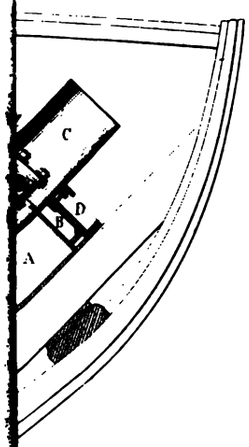


Fig. 8.

Fig. 9.

Fig. 10.

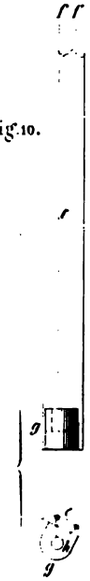


Fig. 11.

Fig. 12.

Fig. 13.

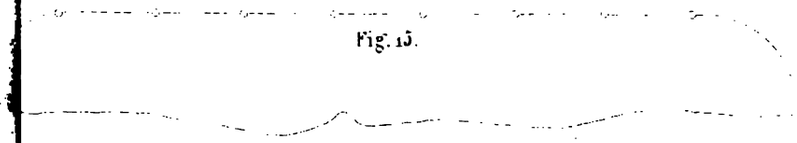


Fig. 15.

Fig. 14.

Fig. 16.

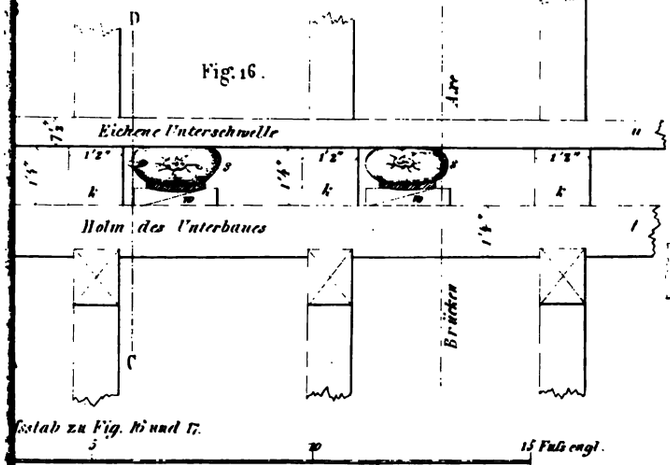
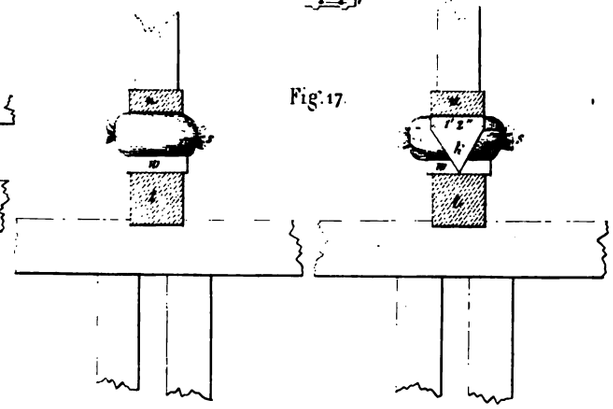


Fig. 17.



Maßstab zu Fig. 16 und 17.
5 10 15 Fuß engl.

Lith Anst. von J. Steinmetz in Meissen.

THE NEW YORK
PUBLIC LIBRARY
ASTOR, LENOX AND
TILDEN

Fig. 1.

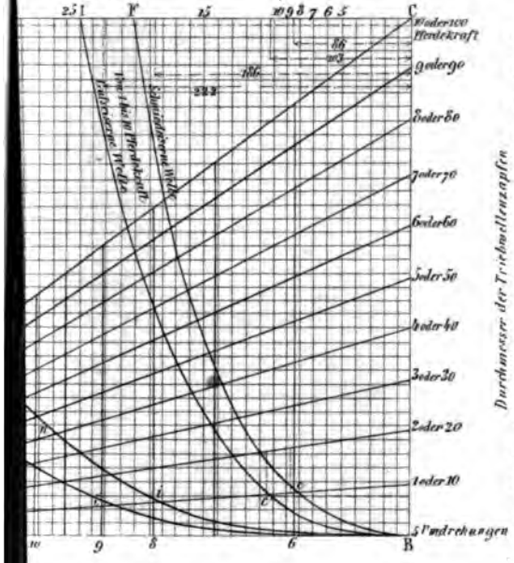


Fig. 3.

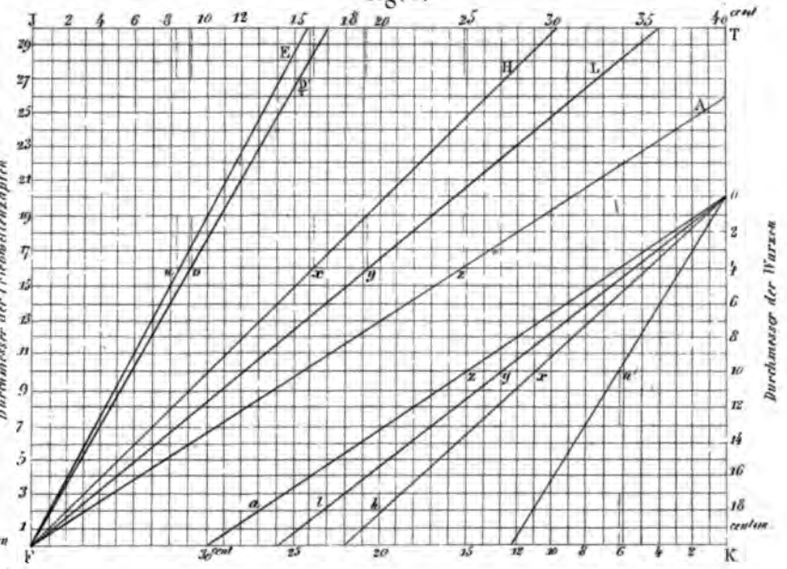


Fig. 12.

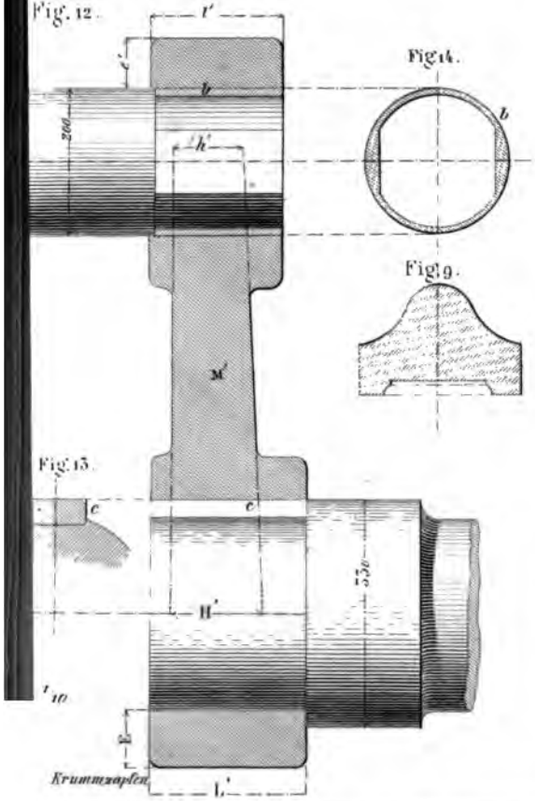


Fig. 14.

Fig. 9.

Fig. 13.

Fig. 7.

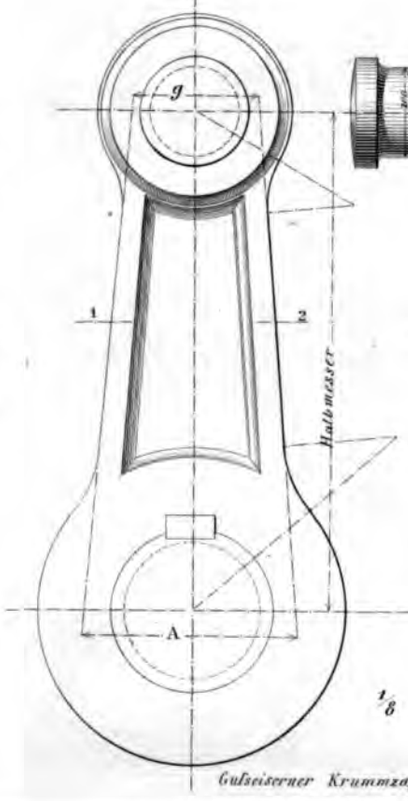
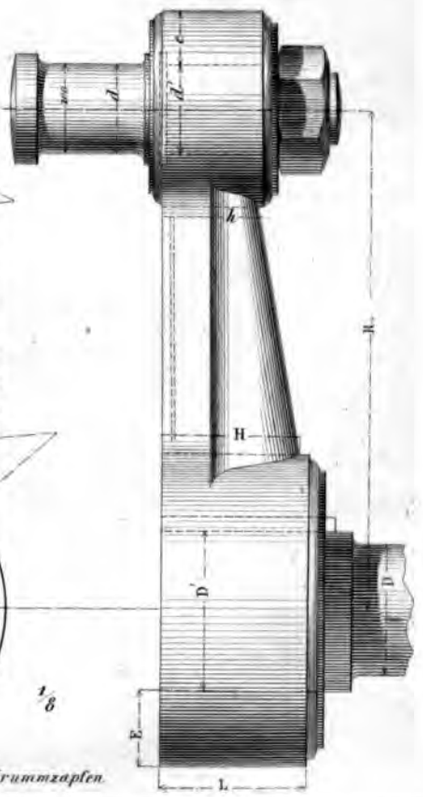
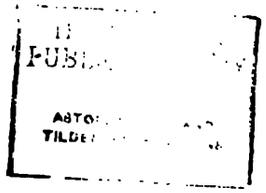


Fig. 8.



Lith. Anst. von J. Steinmetz in Meissen.



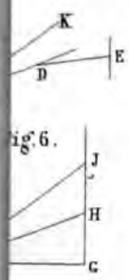


Fig. 6.

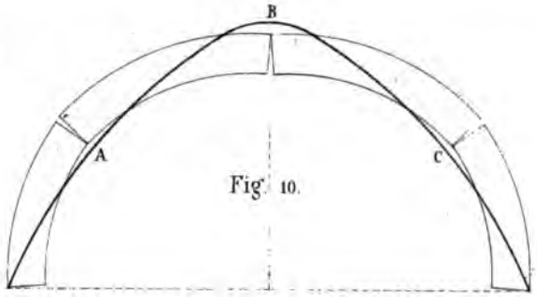


Fig. 10.

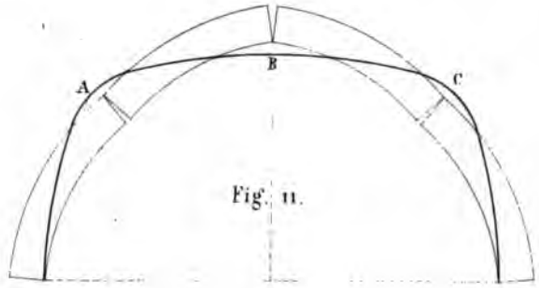


Fig. 11.

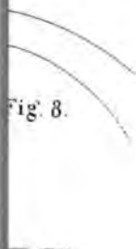


Fig. 8.

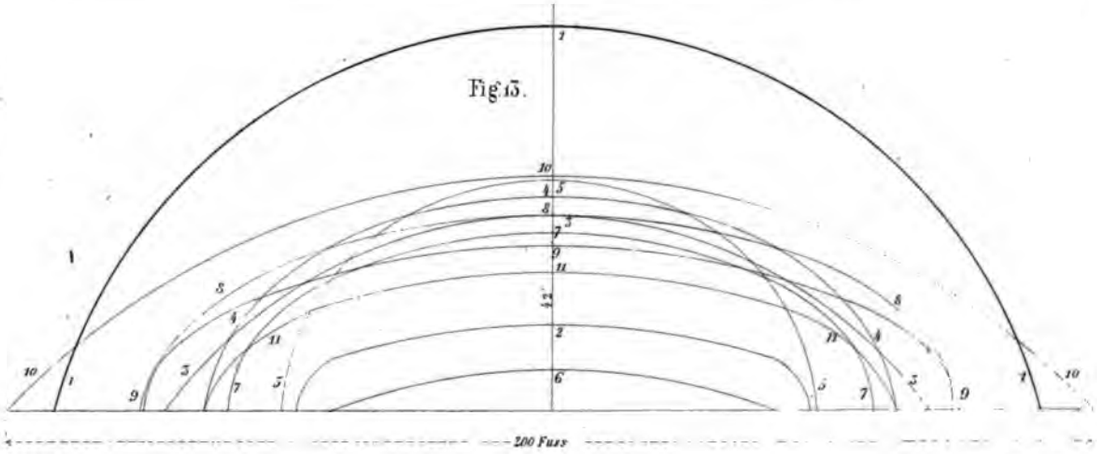


Fig. 13.

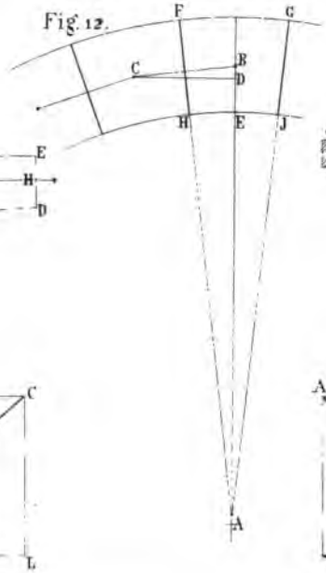


Fig. 12.

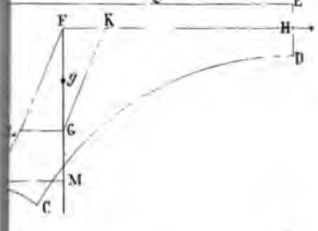
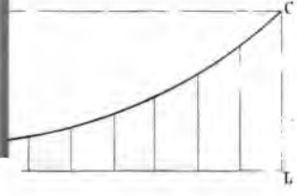


Fig. 14.



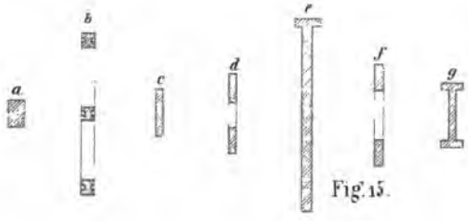
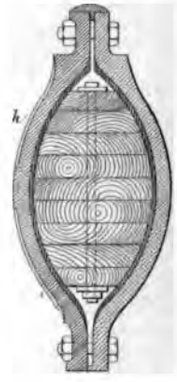


Fig. 15.



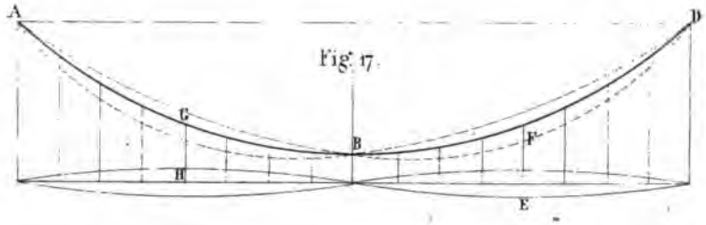
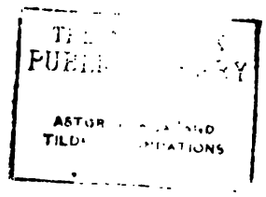
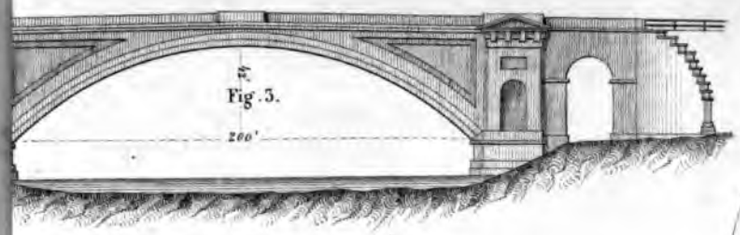
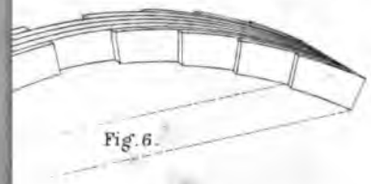


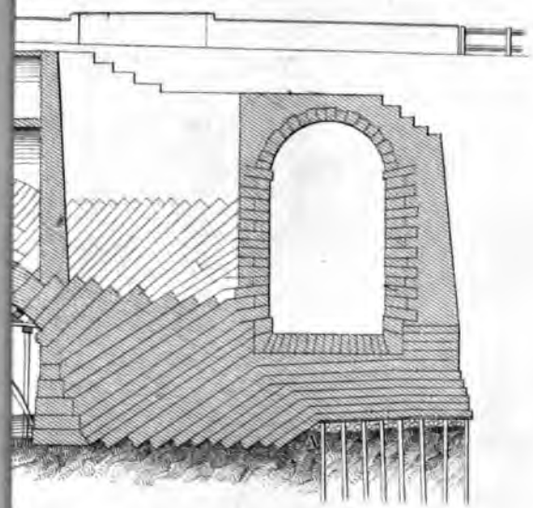
Fig. 17.

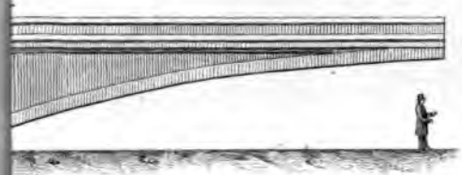
Lith. Anst. von J. Steinmetz in Meissen.


PUBL
ASTOR
TILD









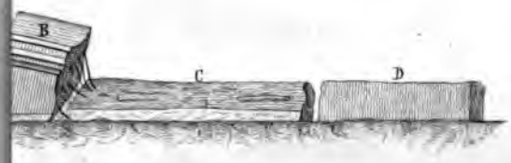


Fig. 9.

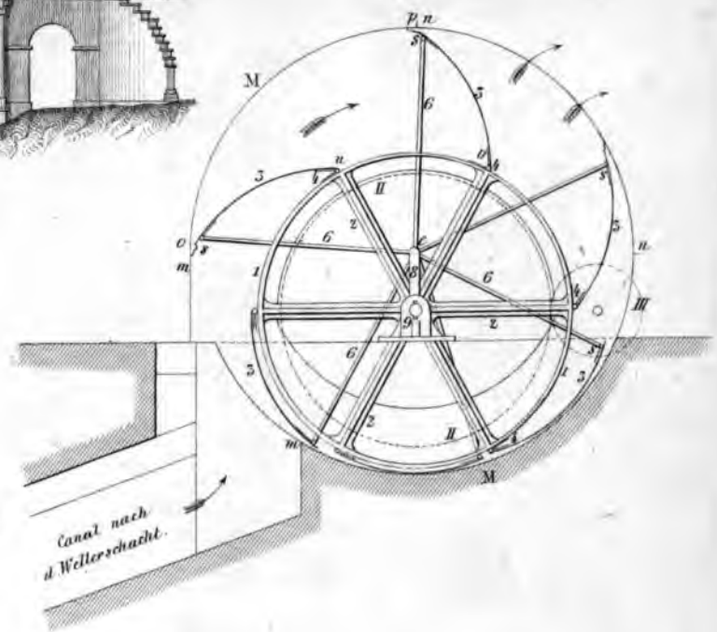
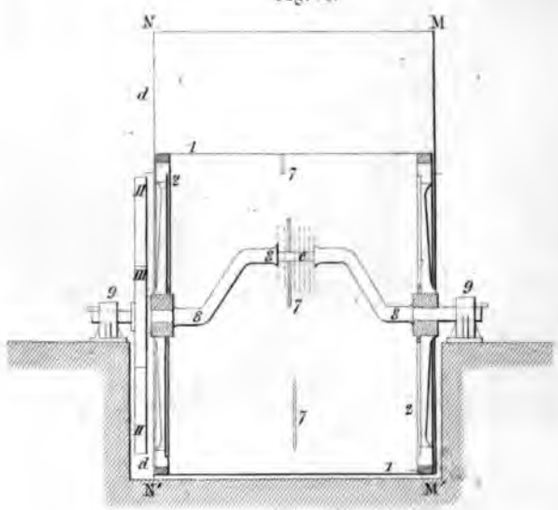
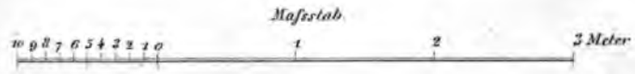


Fig. 10.





Lith. Anst. von J. Steinmetz in Meissen.

THE NEW YORK
PUBLIC LIBRARY
ASTOR, LENOX AND
TILDEN FOUNDATIONS

SCHINEN VON ERICSSON

Fig. 9.

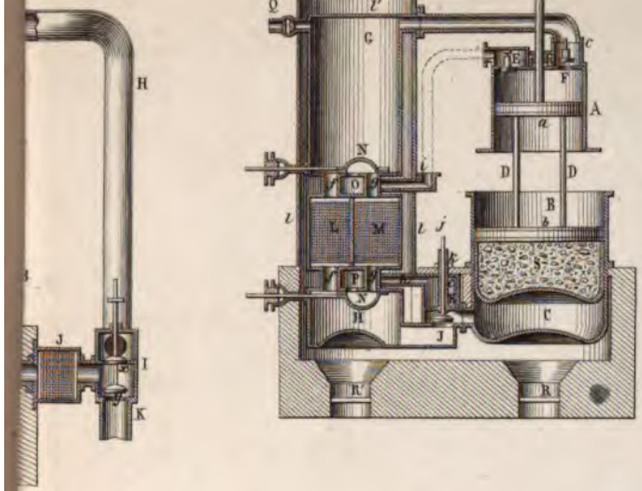


Fig. 1.

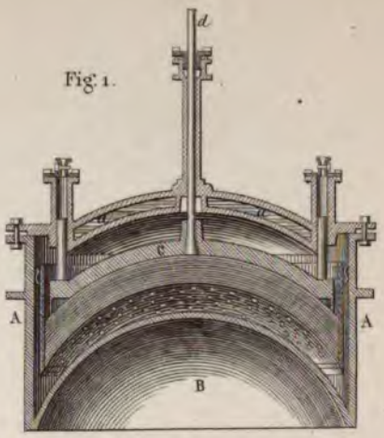


Fig. 3.

Fig. 4.

Fig. 6.

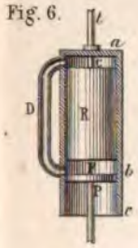
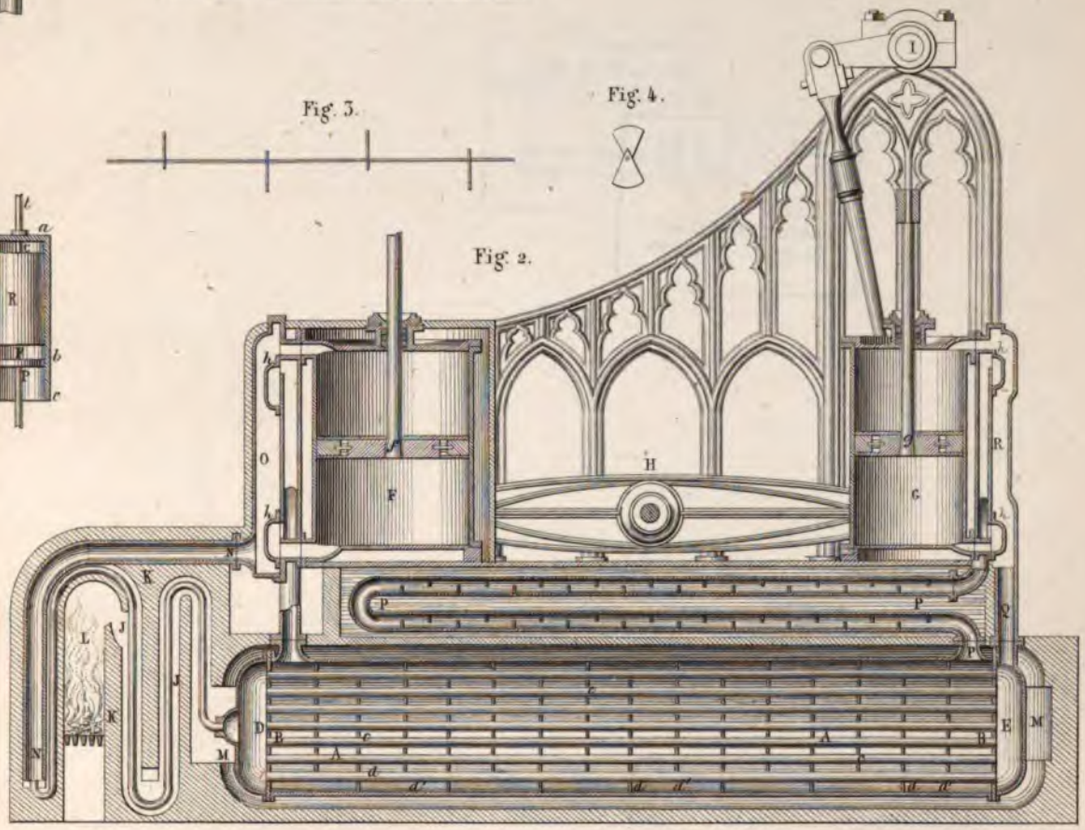
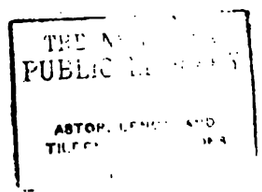


Fig. 2.



Lith. Anst. von J. Steinmetz in Meissen.


PUBLIC

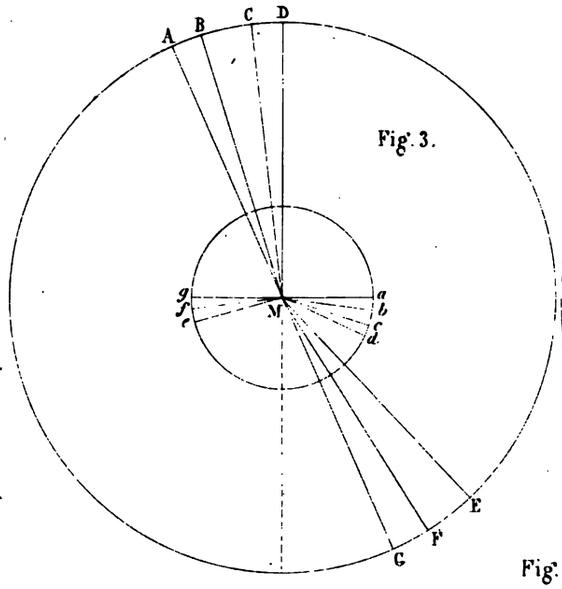


Fig. 3.

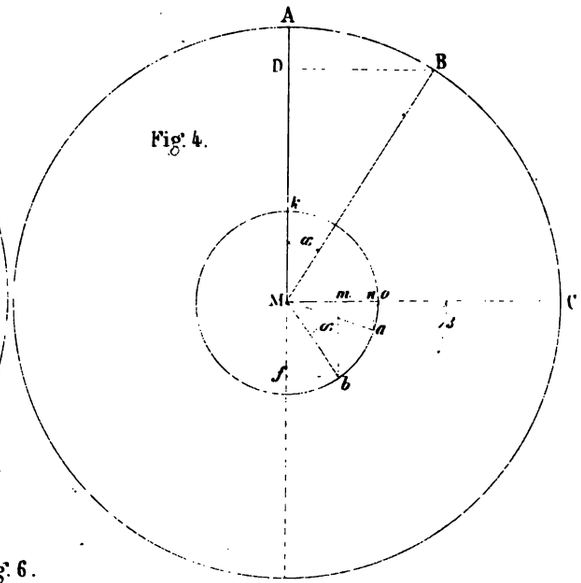


Fig. 4.

Fig. 6.

Fig. 7.

Fig. 2 f.

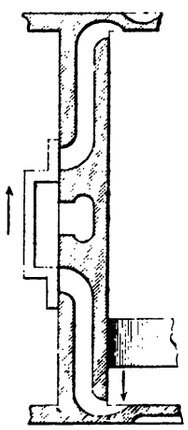
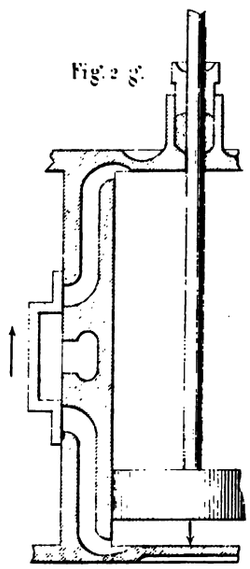


Fig. 2 g.



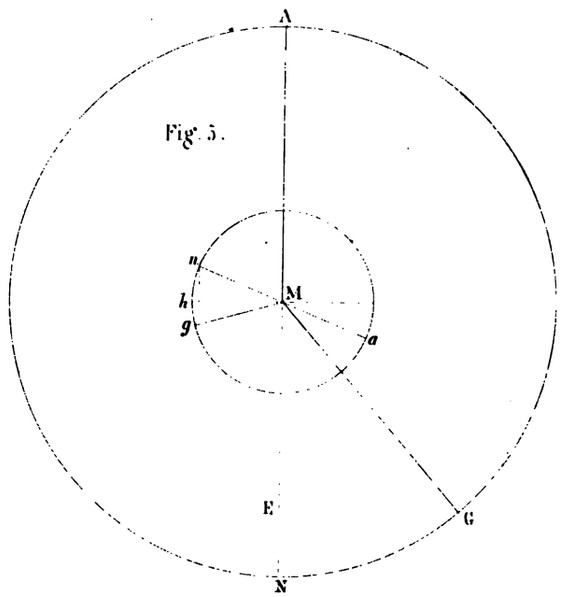
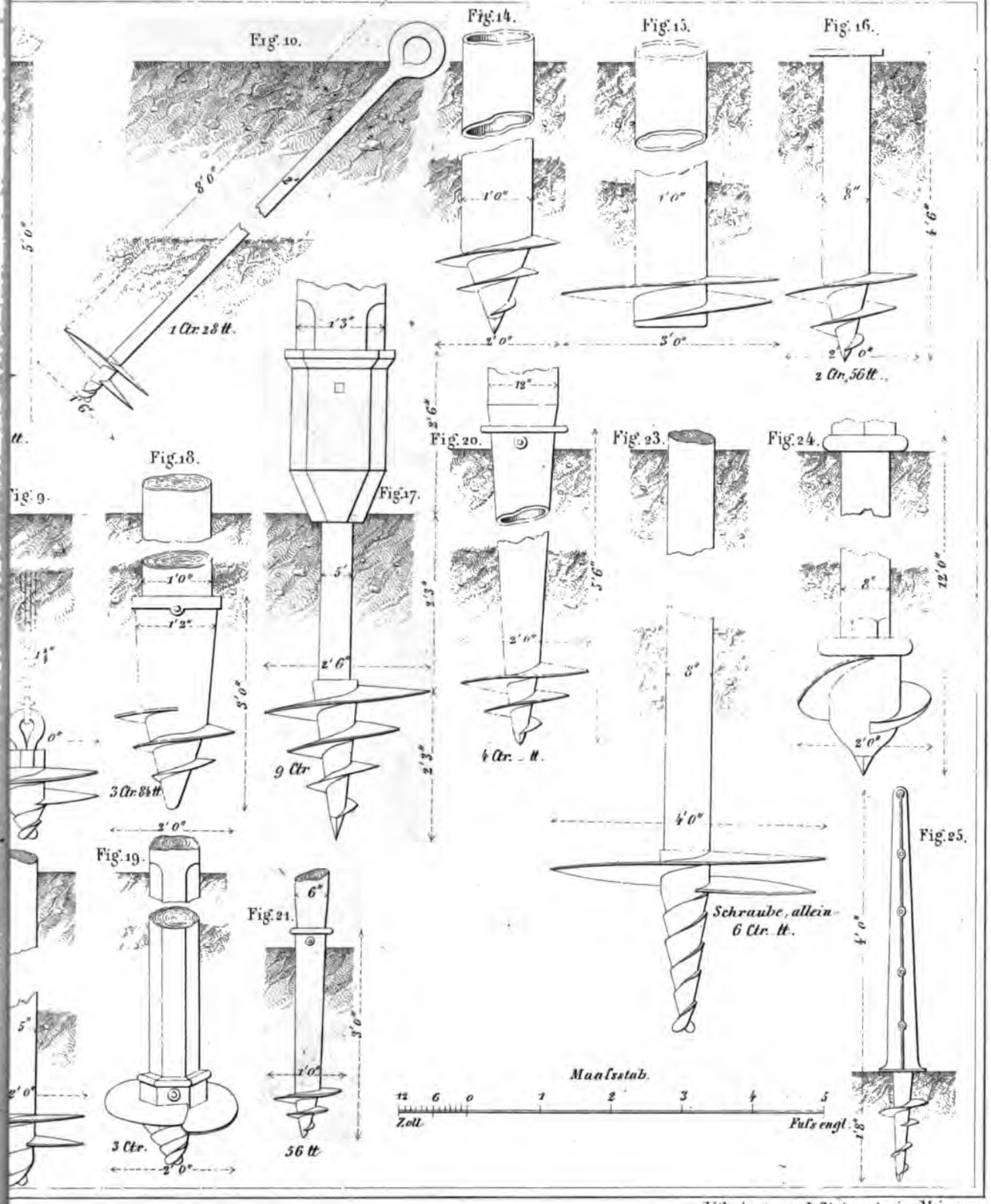


Fig. 5.

Lith. Anst. von J. Steinmetz in Meissen.

THE NEW YORK
PUBLIC LIBRARY

ASTOR, LENOX AND
TILDEN FOUNDATIONS



Lith. Anst. von J. Steinmetz in Meissen.

NEW YORK
PUBLIC LIBRARY
ASTOR, LENOX
TILDEN

Fig. 8.

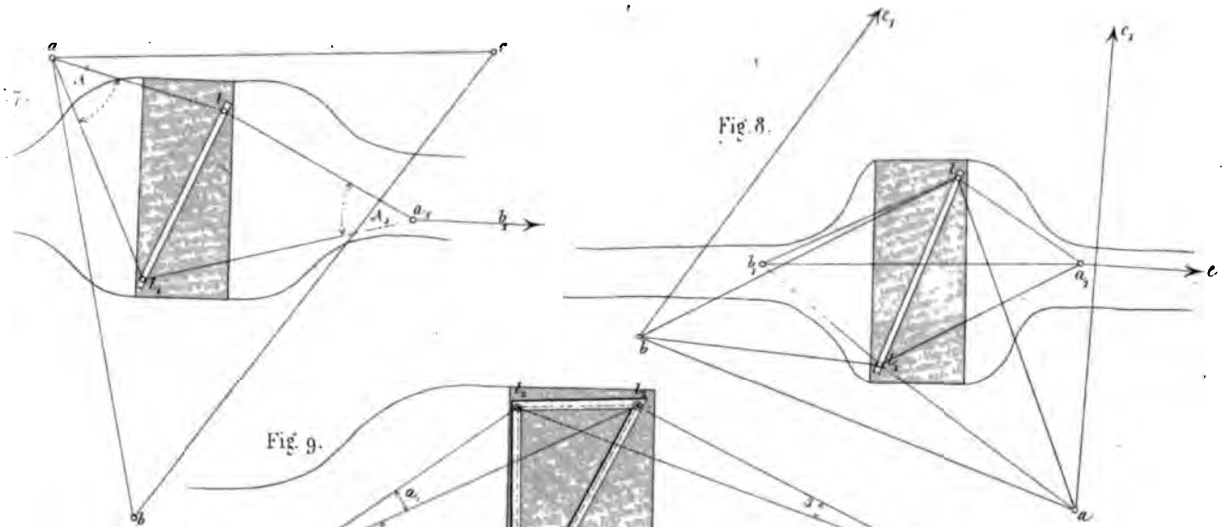


Fig. 9.

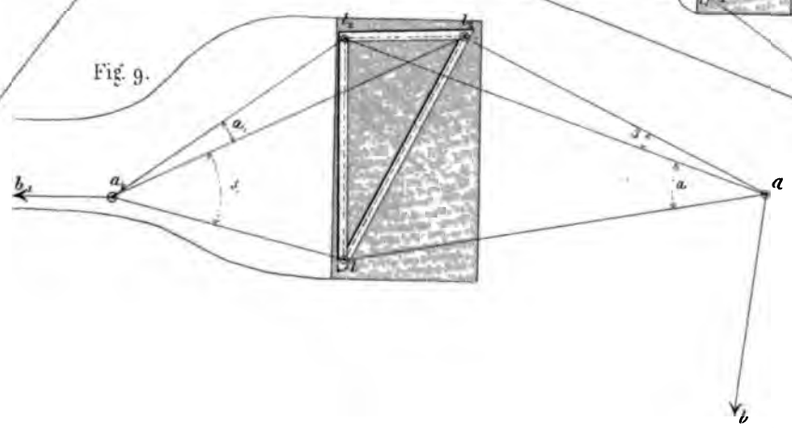


Fig. 11.

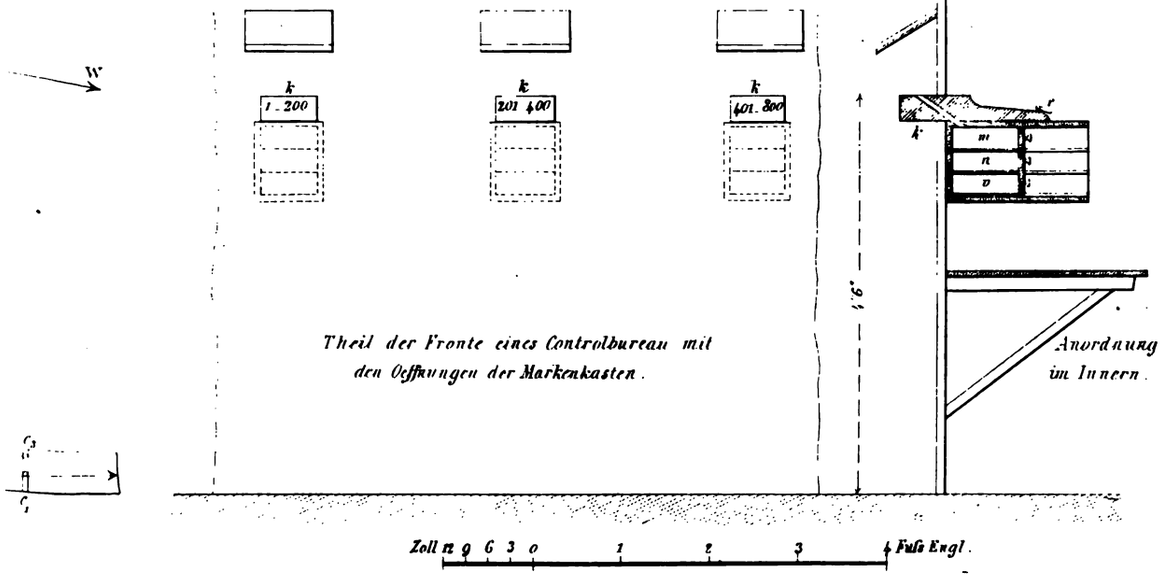


Fig. 12.

Lith. Anst. von J. Steinmetz in Meissen.

THE NEW YORK
PUBLIC LIBRARY

ASTOR, LENOX AND
TILDEN FOUNDATIONS

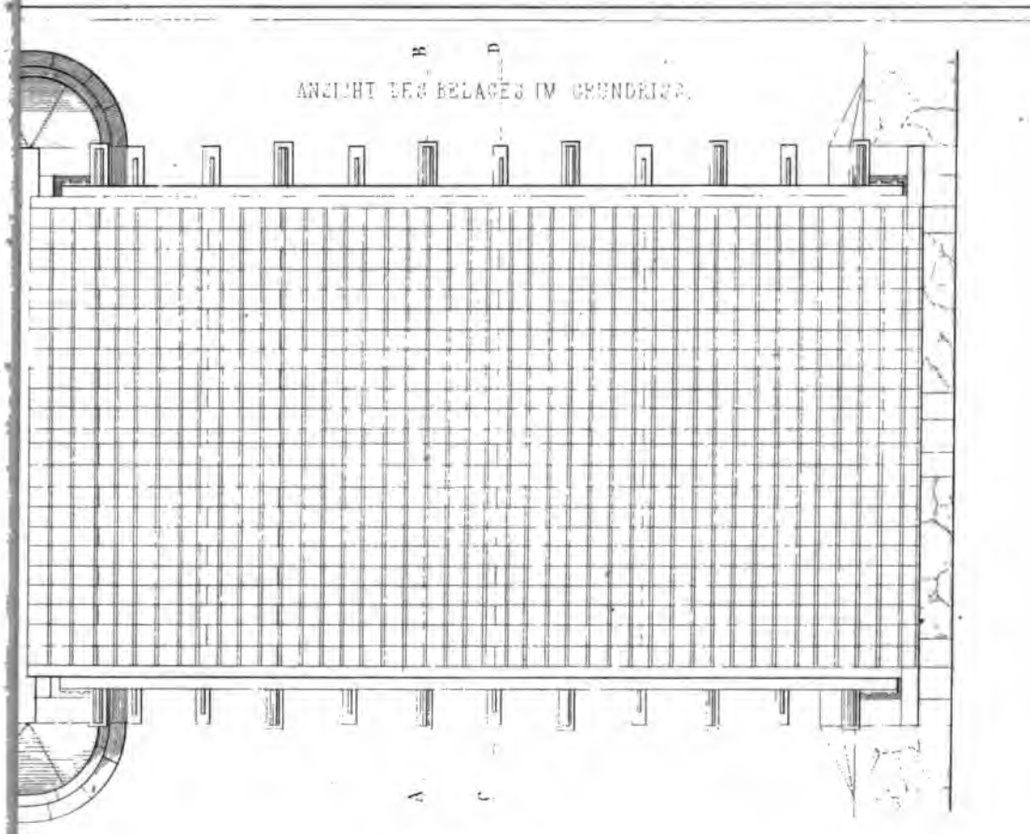
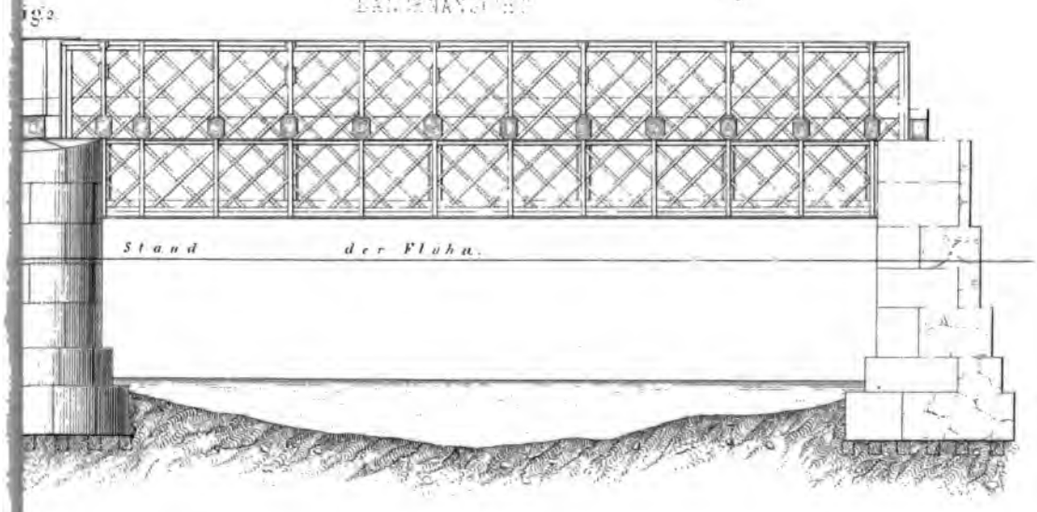


Fig 2.



9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 Ellen

Lith. Anst. von J. Steinmetz in Meissen.

THE NEW YORK
PUBLIC LIBRARY

ASTOR, LENOX AND
TILDEN FOUNDATIONS

Fig 1.

natürl. Größe

Nach der Linie C D Fig 1 Taf 16

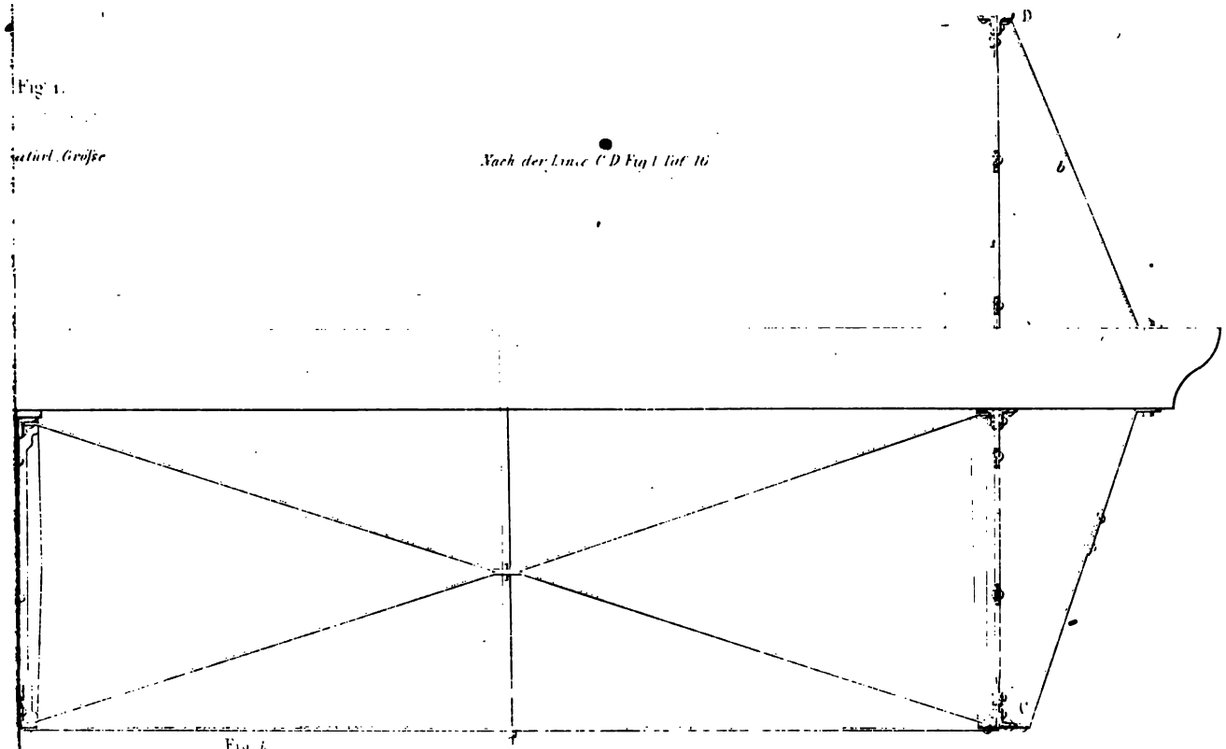
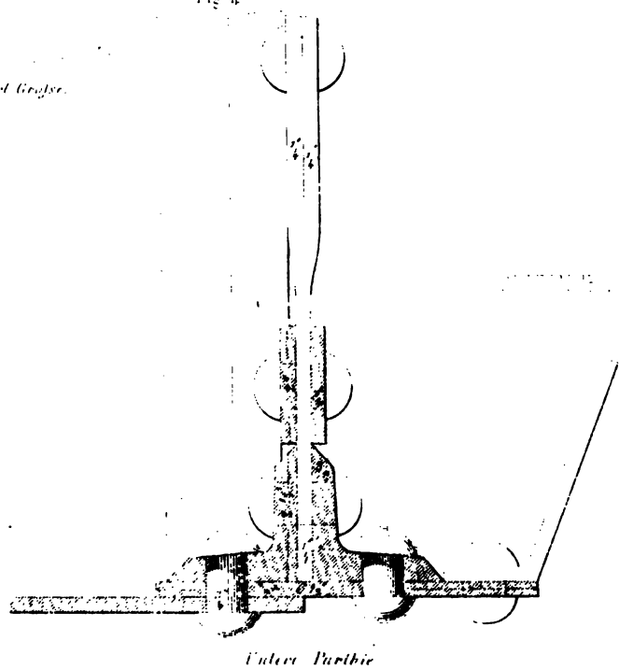


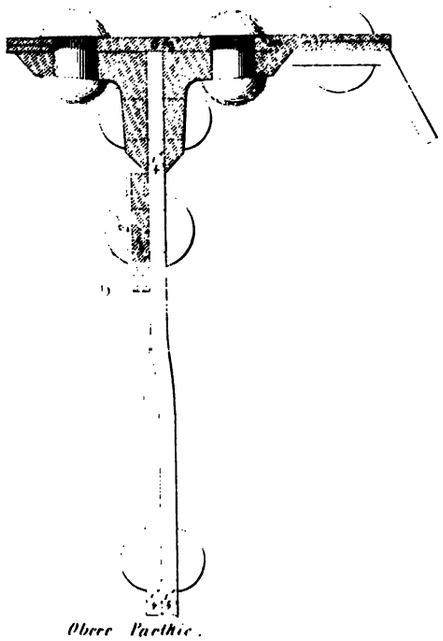
Fig 4.

rl. Größe.



Untere Parthie

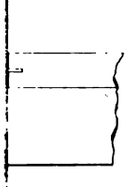
Fig 5



Obere Parthie.

Lith Anst. von J Steinmetz in Meissen.

NEW YORK
PUBLIC LIBRARY
ASTOR, LENOX AND
TILDEN FOUNDATIONS



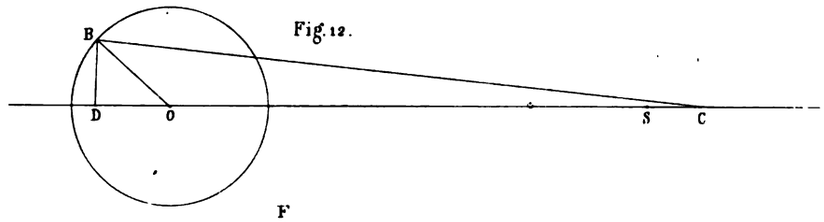


Fig. 12.

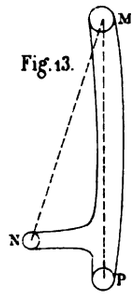
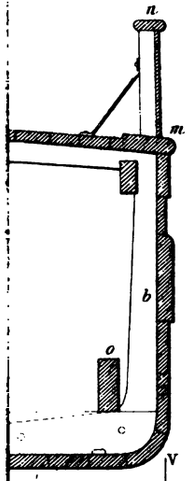


Fig. 13.



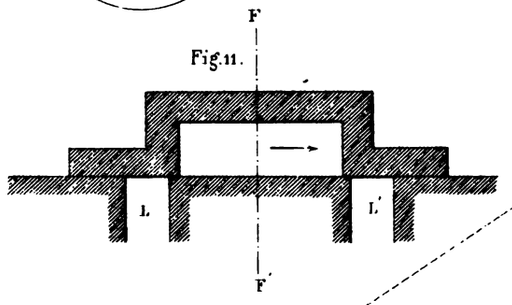


Fig. 11.

Fig. 14.

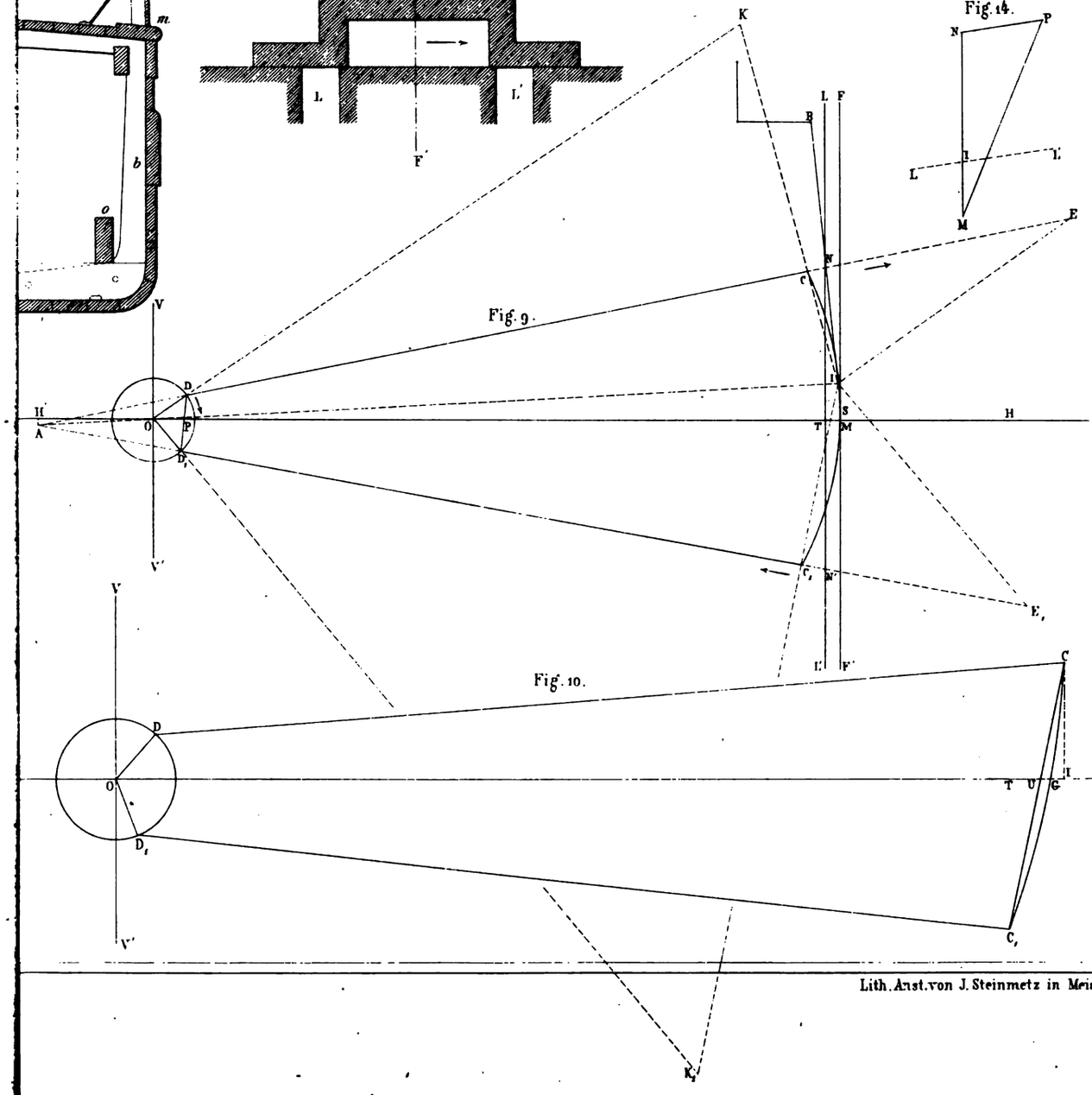


Fig. 9.

Fig. 10.

Lith. Anst. von J. Steinmetz in Meissen.

NEW YORK
PUBLIC LIBRARY

ASTOR, LENOX AND
TILDEN FOUNDATIONS

ASTOR, LENOX AND
TILDEN FOUNDATIONS

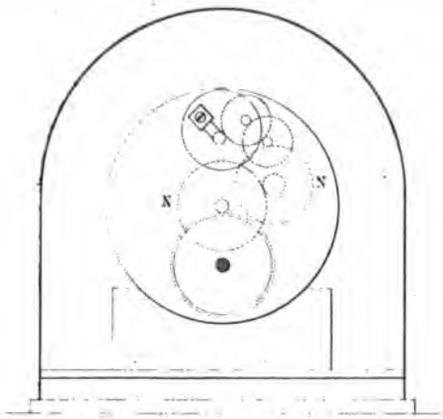


Fig. 5. *Durchschnitt nach A B in Fig. 1.*

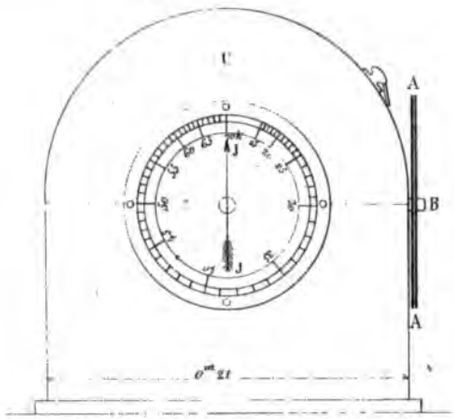


Fig. 6. *Ansicht der dem Maschinisten zugekehrten Seite des Gehäuses.*

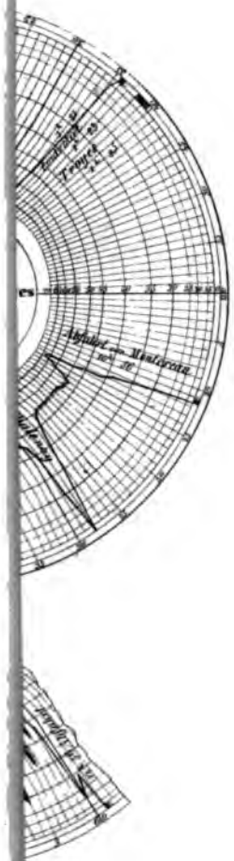
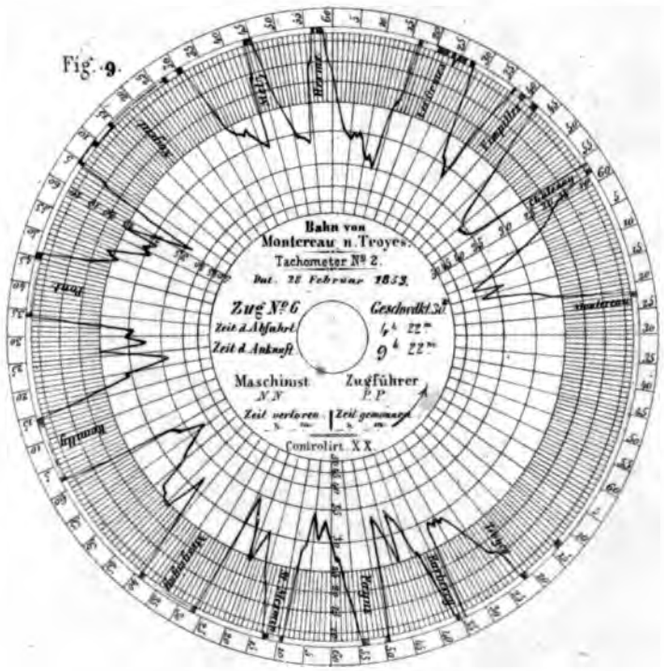
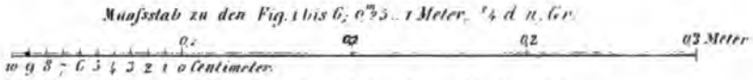


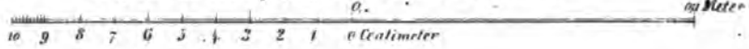
Fig. 9.



Maaßstab zu den Fig. 1 bis 6; 0m 25 = 1 Meter, 1/4 d. n. Gr.



Maaßstab zu den Fig. 7. 8. 9; 0m 50 = 1 Meter; 1/2 d. n. Gr.



Lith. Anst. von J. Steinmetz in Meissen.

THE NEW YORK
PUBLIC LIBRARY

ASTOR LENOX AND
TILDEN FOUNDATIONS

Fig. 9. *Gufseiserne Barren*

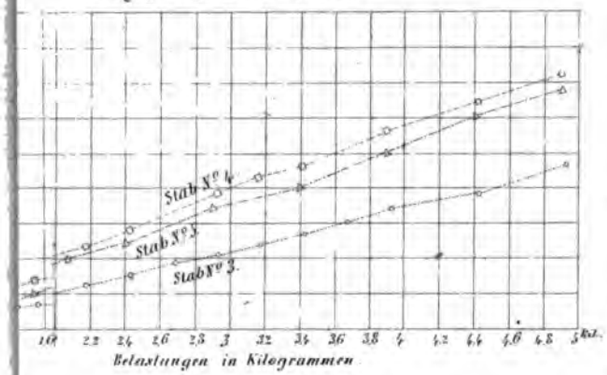


Fig. 11. *Gufseisenbarre N° 4 mit Bruchfläche.*

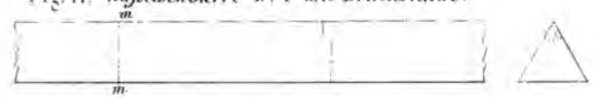
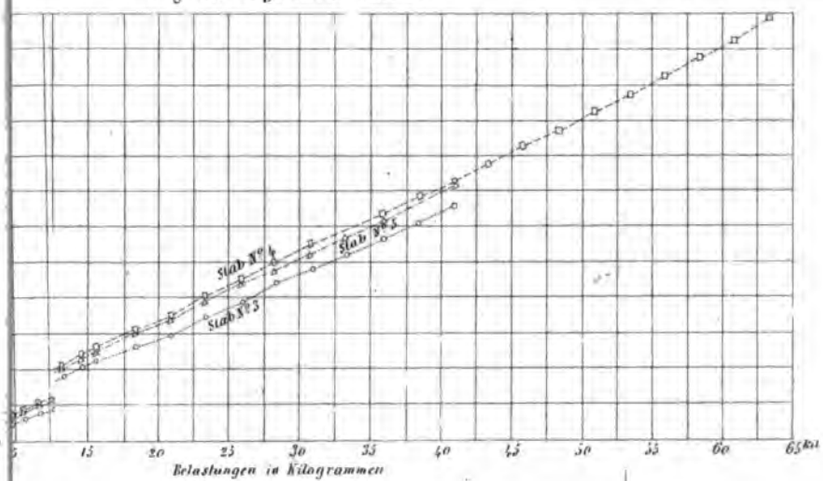


Fig. 12. *Bruchstück der Gufseisenbarre N° 5.*

Fig. 10. *Gufseiserne Barren.*



Gufseiserne Barren.

Fig. 3.

Fig. 4.

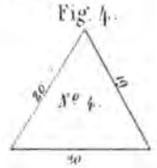


Fig. 5.

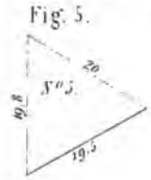
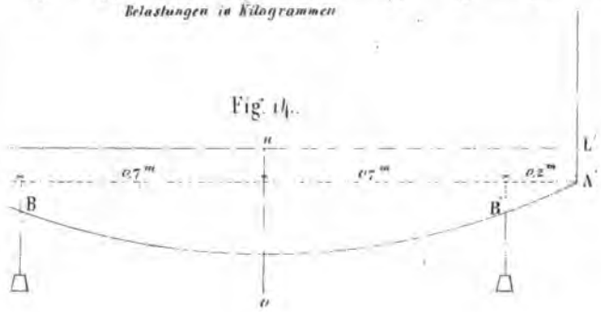


Fig. 14.



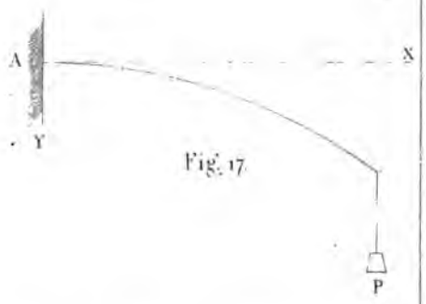


Fig. 17.

Maafsstab für Fig. 1 5 naturl. Gröfse
für Fig. 7 8 1/4 d. nat. Gr. für Fig. 11 12 1/2 d. nat. Gr.

Lith. Anst. von J. Steinmetz in Meissen.

NEW YORK
PUBLIC LIBRARY
ASTOR, LENOX AND
TILDEN FOUNDATIONS

Bei zwei Gleisen.

Fig. 5.

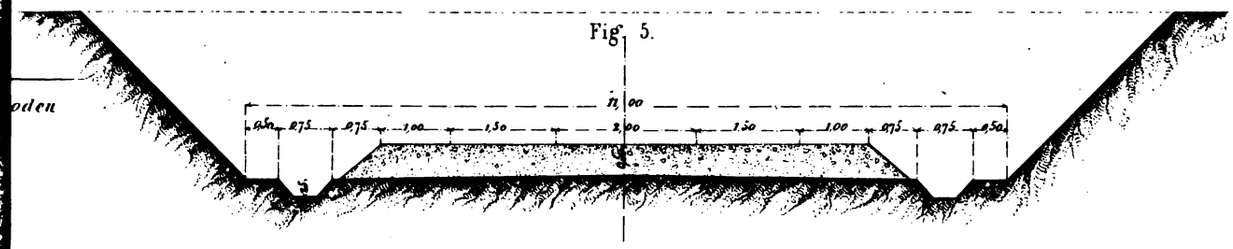


Fig. 6.

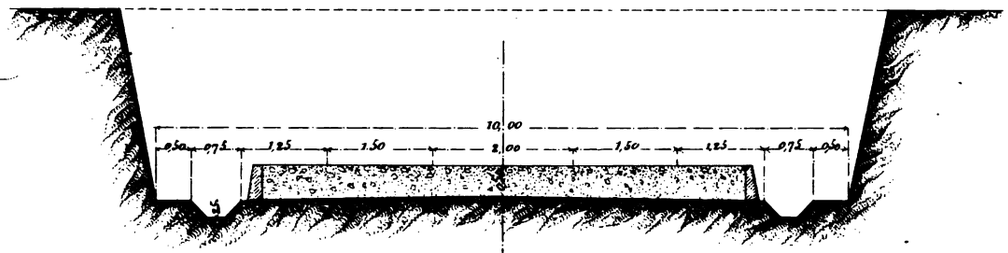


Fig. 7.

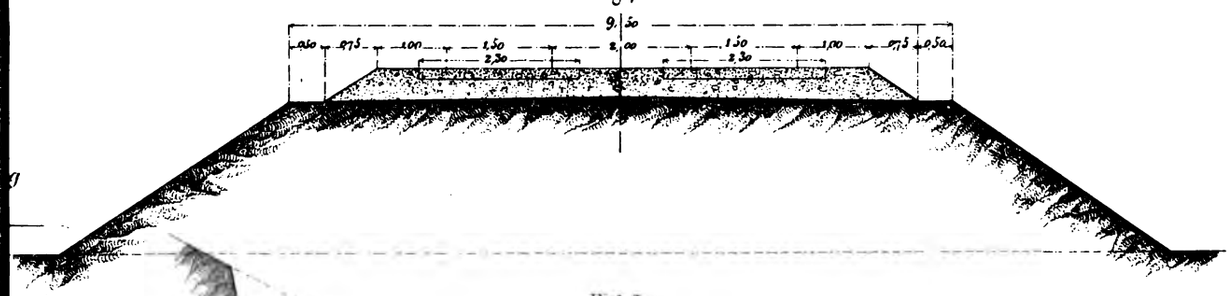
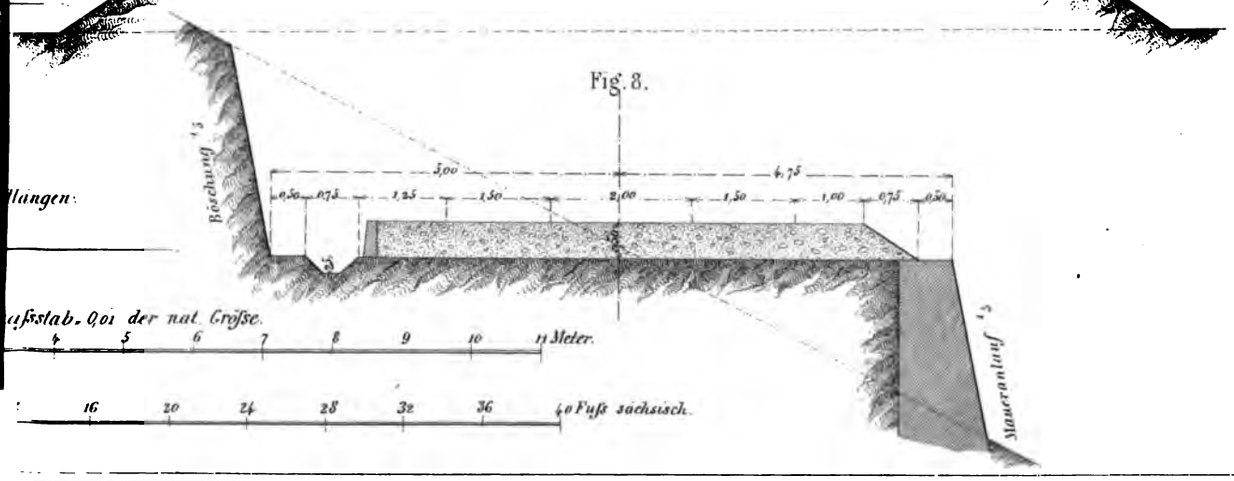


Fig. 8.



Lith. Anst. von J. Steinmetz in Meissen.

PUBLIC LIBRARY

Fig. A.

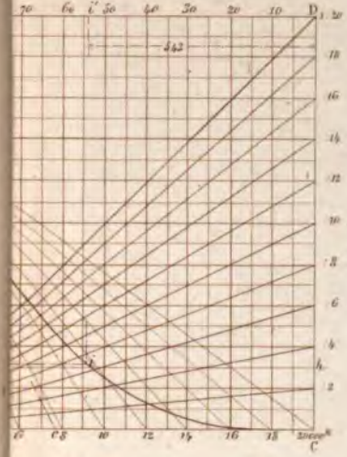


Fig. 11.

Fig. 12.

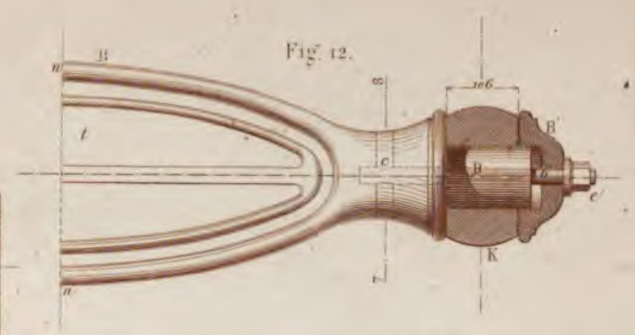


Fig. 14.

Fig. 13.

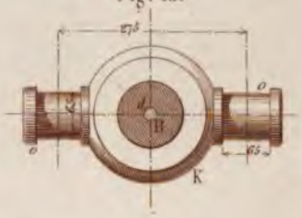


Fig. 4.

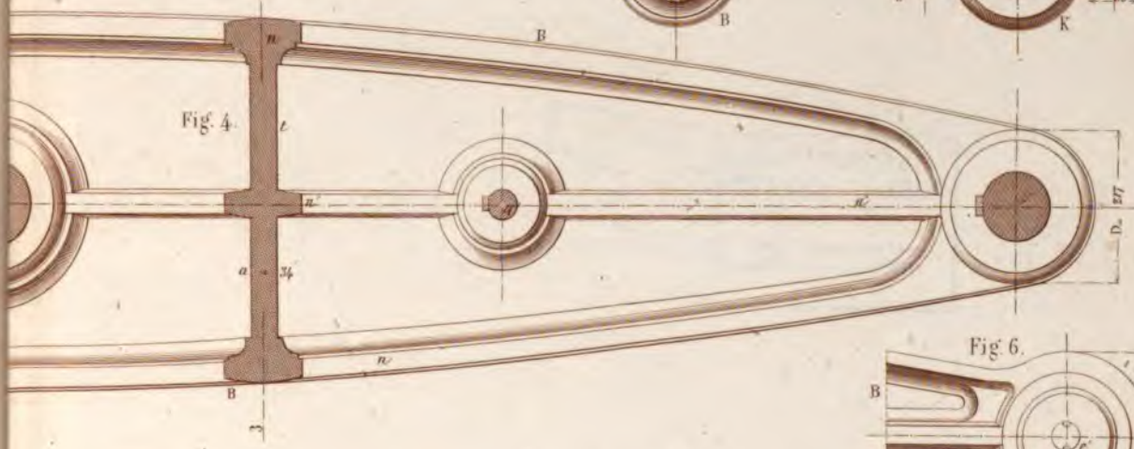


Fig. 6.

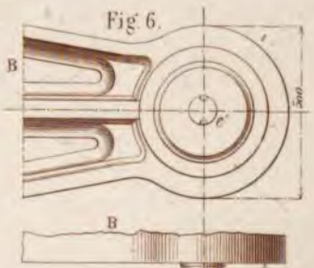


Fig. 5.

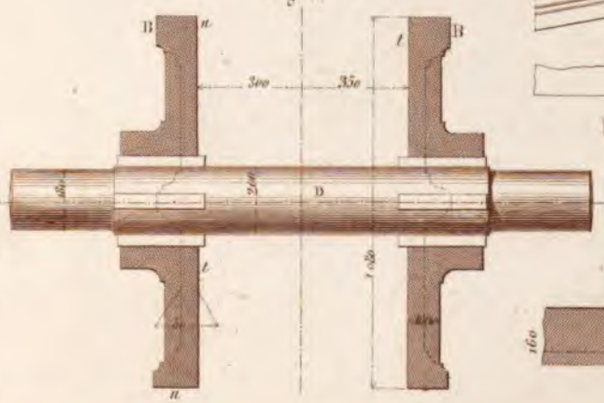


Fig. 2.

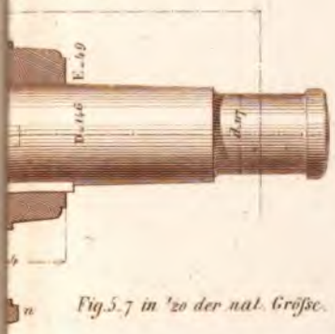


Fig. 7

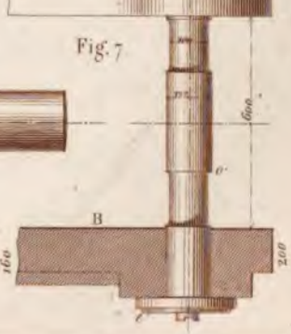


Fig. 5. 7 in ¹/₂₀ der nat. Größe.

Lith. Anst. von J. Steinmetz in Meissen.

THE NEW YORK
PUBLIC LIBRARY

ASTOR, LENOX AND
TILDEN FOUNDATIONS

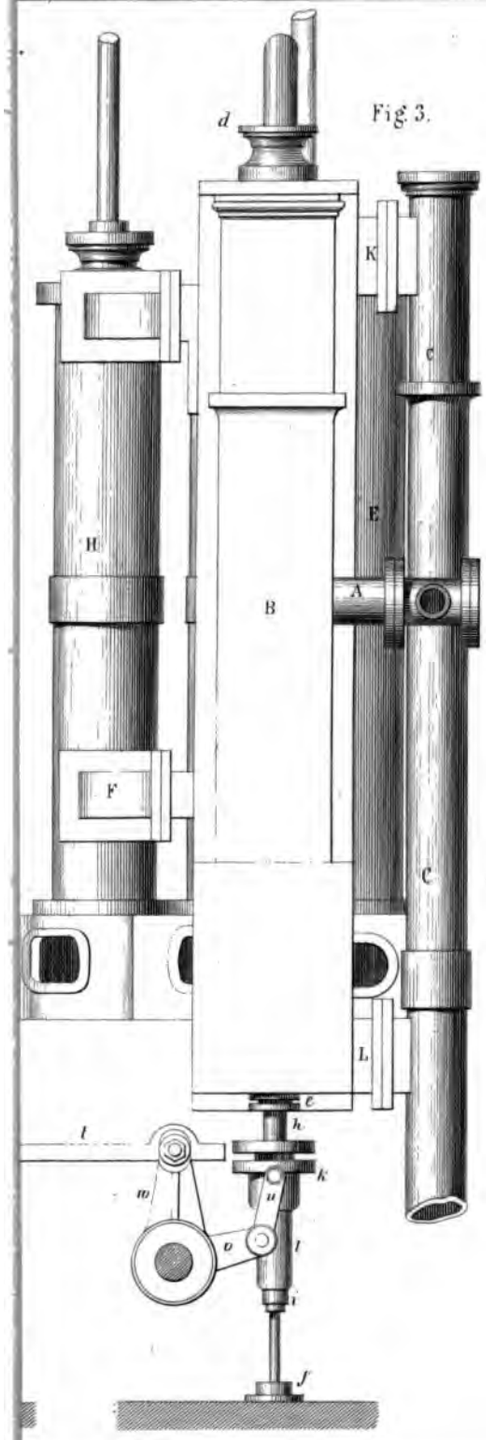


Fig. 3.

Fig. 5.

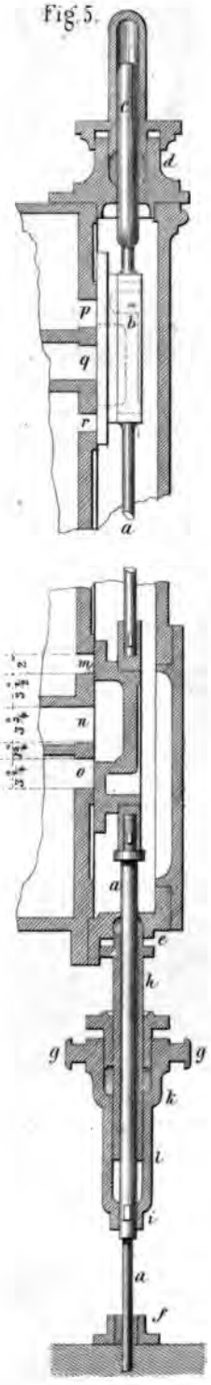
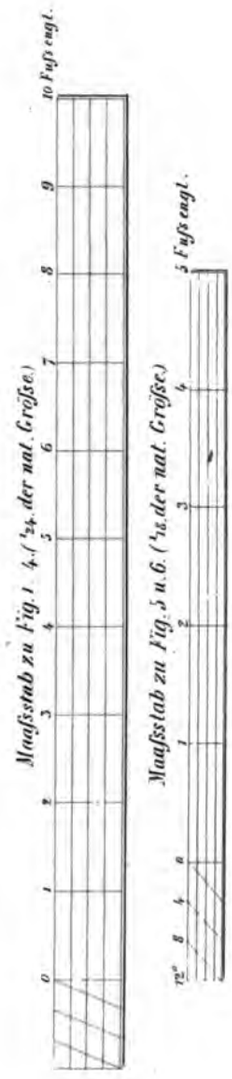


Fig. 6.



Maafsstab zu Fig. 1 4. (1/24 der nat. Gröfse.)

Maafsstab zu Fig. 5 u. 6. (1/12 der nat. Gröfse.)

Lith. Anst. von J. Steinmetz in Meissen.

NEW YORK
PUBLIC LIBRARY
ASTOR LENOX AND
TILDEN FOUNDATIONS

Fig. 4.

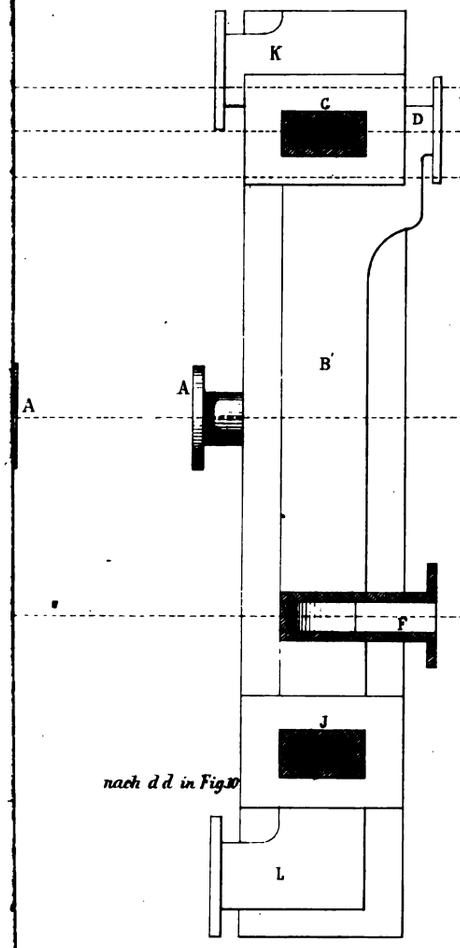


Fig. 6.

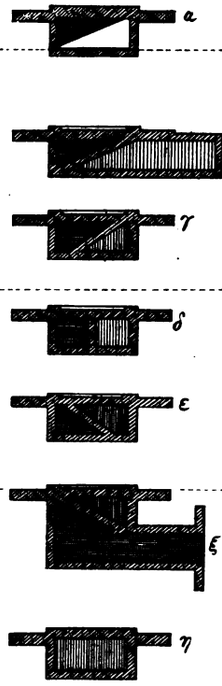


Fig. 5.

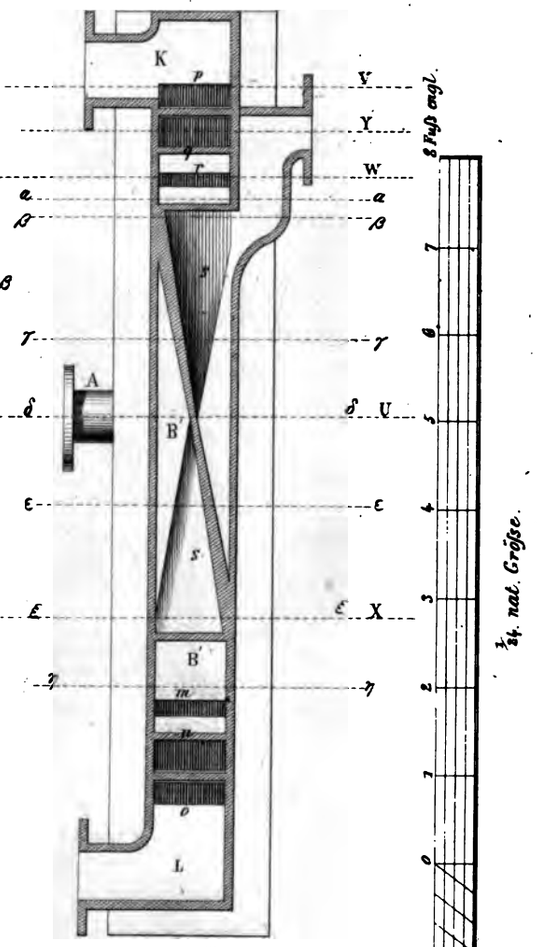
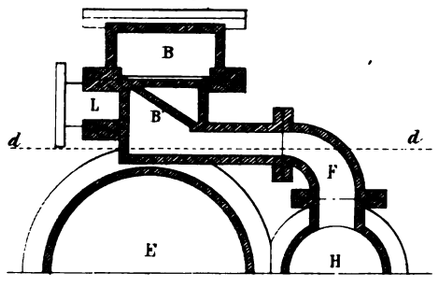
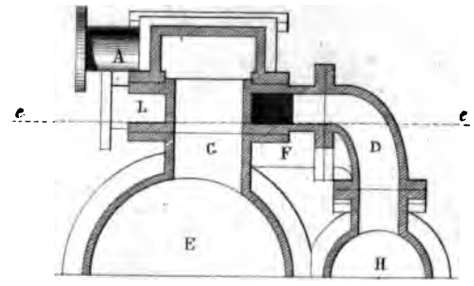


Fig. 10.



nach X X.

Fig. 11.

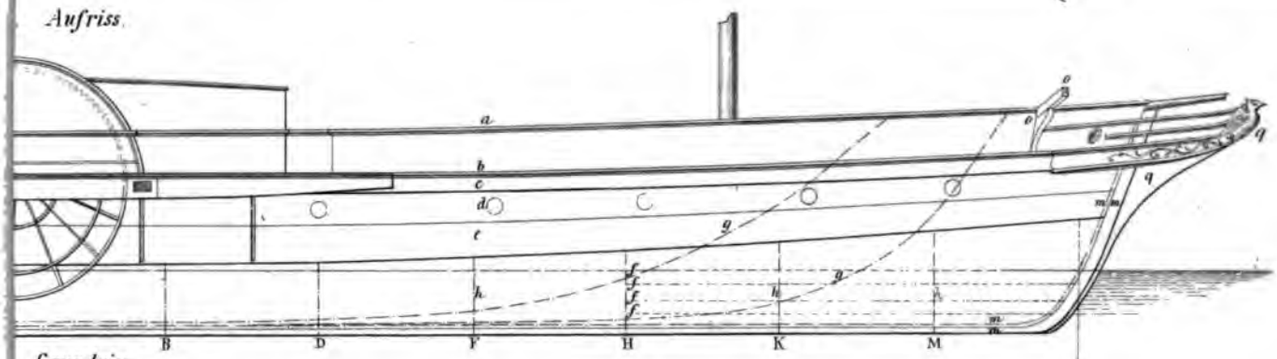


nach Y Y.

Lith. Anst. von J. Steinmetz in Meissen.

PARK
PUBLIC LIBRARY

Aufriss.



Grundriss.

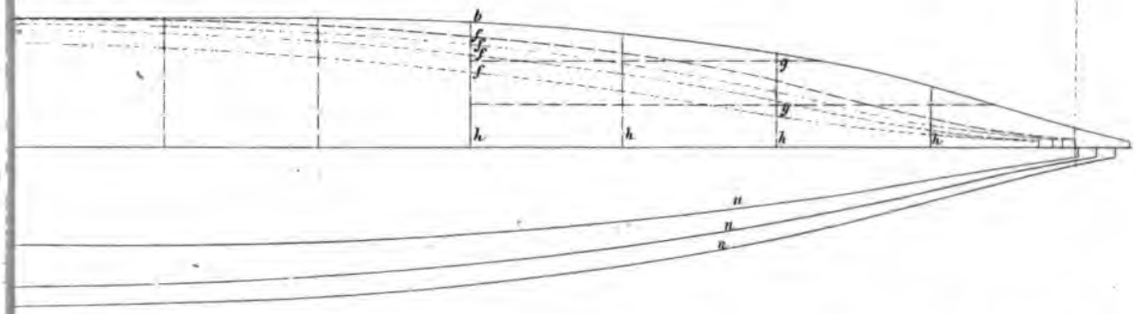
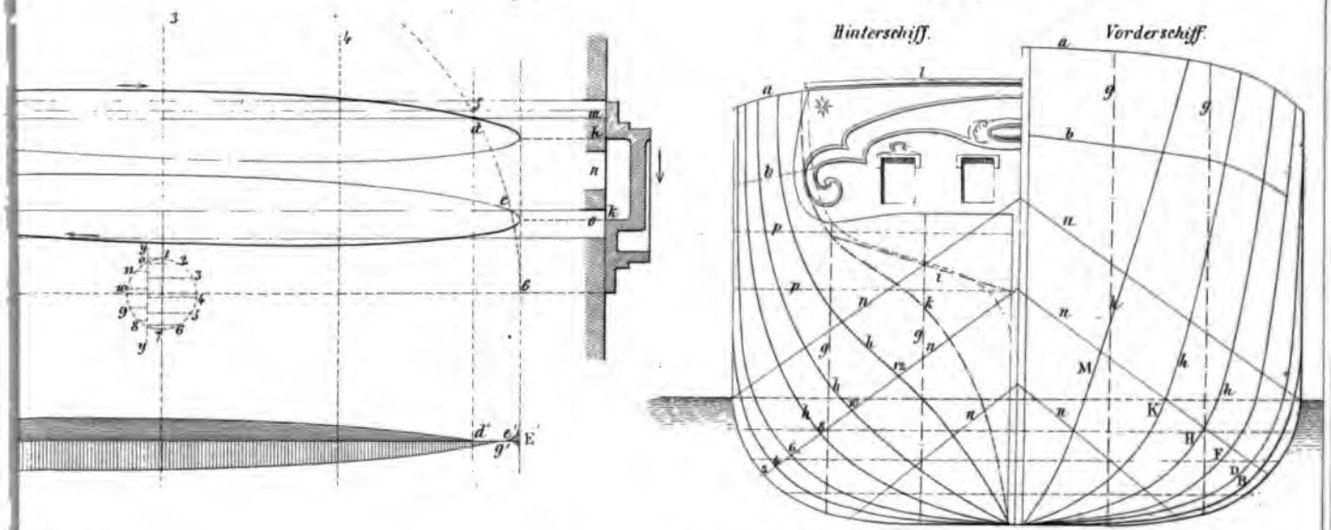
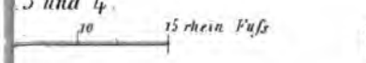


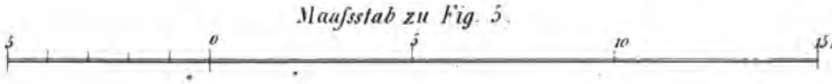
Fig 5. *Spantenriss.*



3 und 4.



Maafsstab zu Fig. 5.



Lith. Anst. von J. Steinmetz in Meissen.

THE NEW YORK
PUBLIC LIBRARY
ASTOR, LENOX AND
TILDEN FOUNDATIONS

Fig. 6.

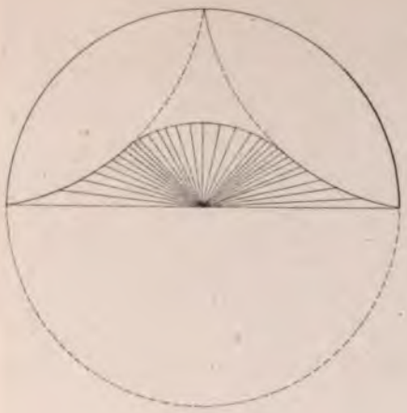
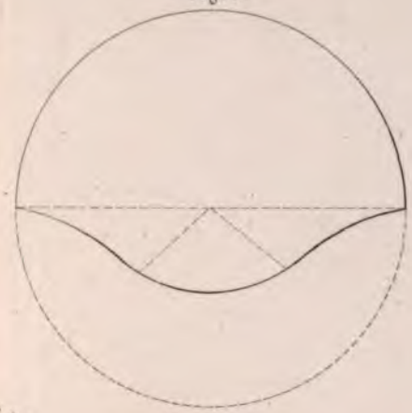


Fig. 8.



ig. 9.

Fig. 10.

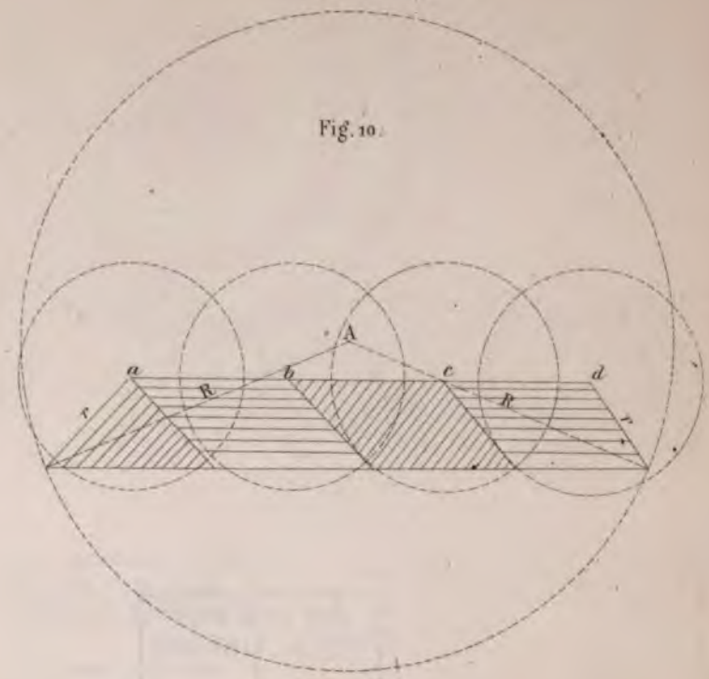


Fig. 11.

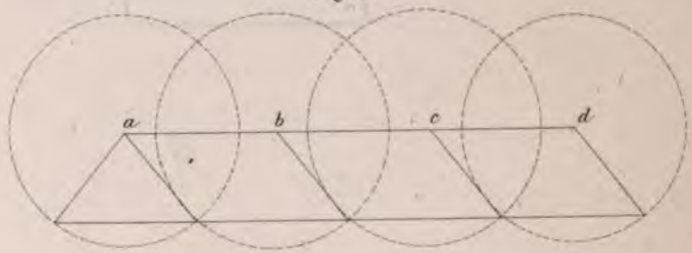
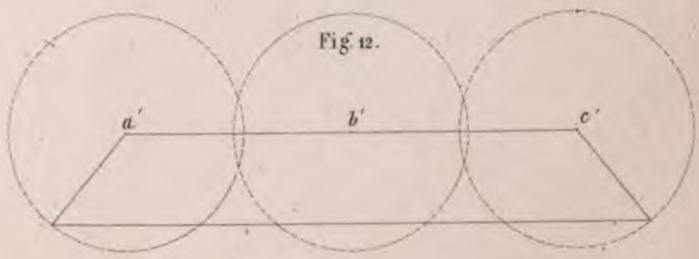


Fig. 12.



Lith. Anst. von J. Steinmetz in Meissen.

NEW YORK
PUBLIC LIBRARY
ASTOR, LENOX
TILDEN

Fig. 6.

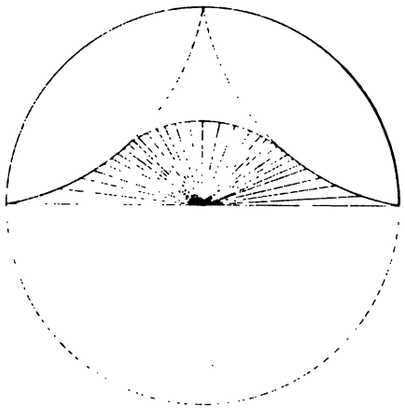


Fig. 8.

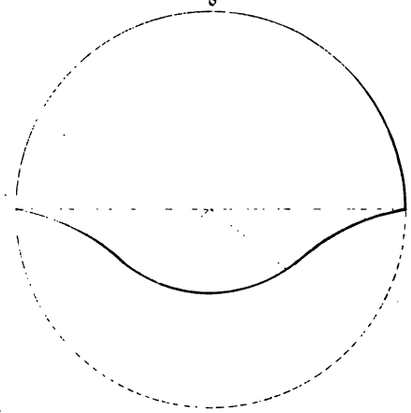


Fig. 9.

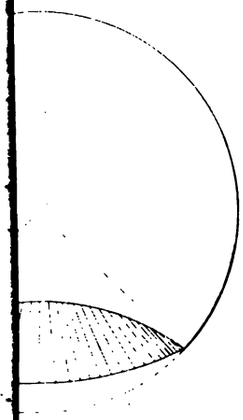


Fig. 10.

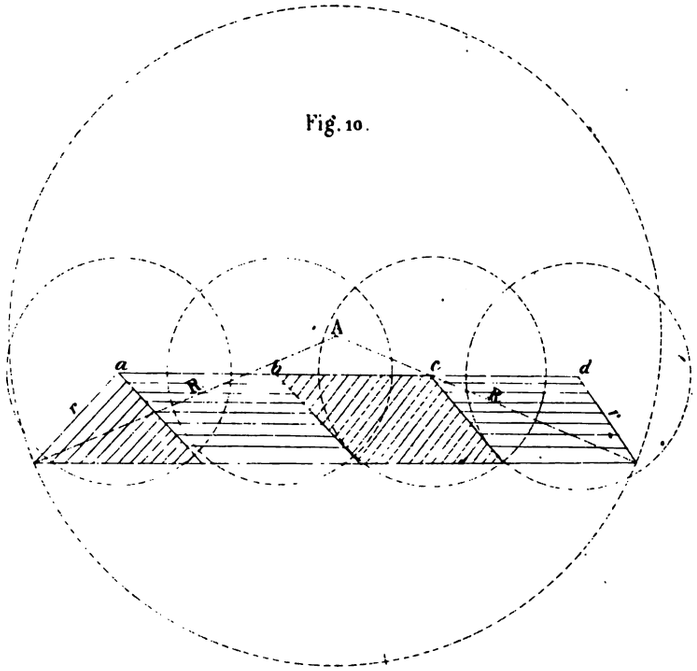


Fig. 11.

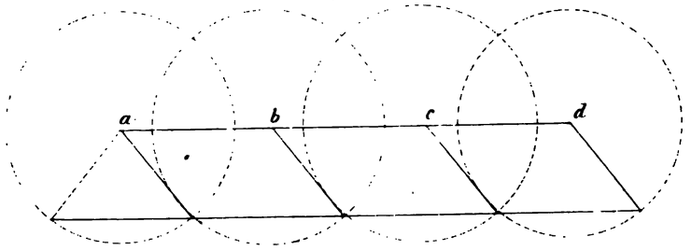
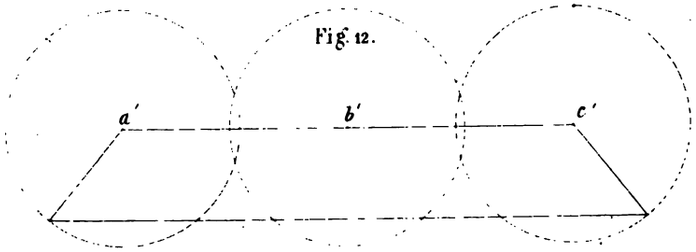


Fig. 12.

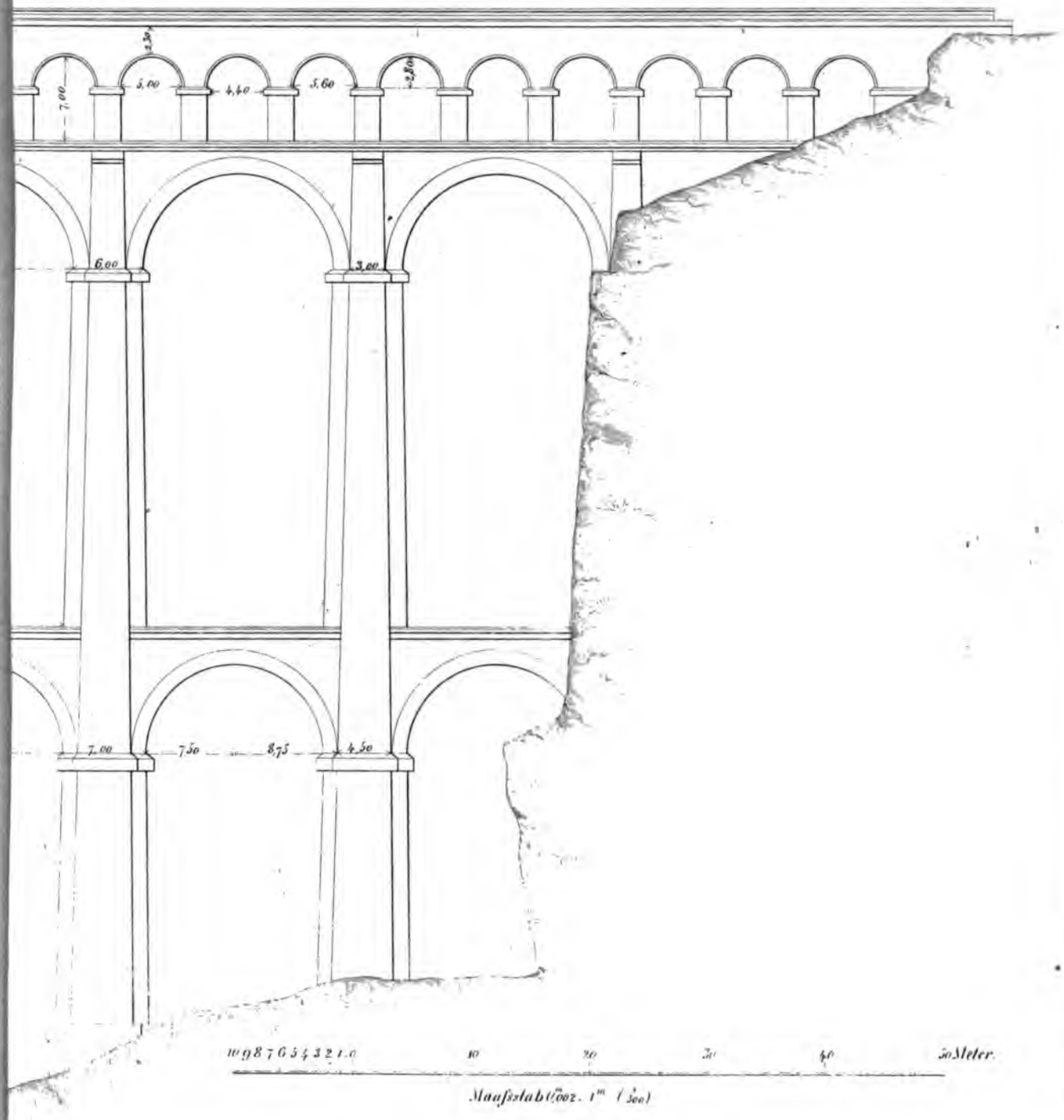


Lith. Anst. von J. Steinmetz in Meissen.

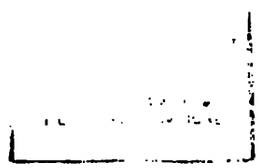
THE NEW YORK
PUBLIC LIBRARY

ASTOR LENOX AND
TILDEN FOUNDATIONS

Fig. 2.



Lith. Anst. von J. Steinmetz in Meissen.



Verlag von J.G.Engelhardt in Freiberg.

(400 m = 1400' sächs. Läng. → Lauf des Wa

THE NEW YORK PUBLIC LIBRARY
REFERENCE DEPARTMENT

This book is under no circumstances to be taken from the Building

Form 410